Jean Desmons

Aide-mémoire
Froid industriel

2e édition

Préface de **Louis Lucas**
Président de l'Association française du froid
Directeur honoraire de l'Institut international du froid



Du même auteur

Régulation en génie climatique : froid, climatisation, chauffage, Dunod, 2005.

Acoutisque pratique : chauffage, climatisation, froid, sanitaire, Les Éditions Parisiennes (EDIPA), 2003.

Illustrations intérieures : Ursula et Alain BOUTEVEILLE-SANDERS

ISBN 978-2-10-055313-6

PRÉFACE

Le froid artificiel est associé à la plupart de nos activités : alimentation, ambiance des logements et lieux de travail, déplacements, loisirs, santé… Ceci résulte notamment de la miniaturisation des installations, possible à partir des années 1935-1950 par le développement des chlorofluorocarbures (CFC), qui a mis à notre portée réfrigérateurs, congélateurs, climatiseurs domestiques et automobiles, vitrines de vente, fontaines d'eau glacée, etc.

Cette explosion des petits équipements n'enlève rien à l'importance ni aux merveilleuses évolutions de ces machines frigorifiques industrielles qui, cachées au grand public, contribuent à la conservation ou à la préparation des aliments, permettent de produire de l'eau glacée pour les procédés ou la maîtrise des ambiances, de garnir les patinoires… Ce « froid industriel » peut certes impressionner le débutant, comme le dit si bien Jean Desmons, avant de devenir la passion de celui qui apprend à le maîtriser !

Un « aide-mémoire » ? Que l'on s'initie ou que l'on œuvre chaque jour sur des machines, chacun en a besoin, tant ce « froid industriel » recouvre de procédés différents, pour apporter des réponses adaptées aux situations rencontrées. Ce champ d'activité, aussi exigeant que varié, est aussi le terrain d'évolutions considérables, qui échappent au public : les compresseurs, à piston comme à vis, ne cessent de se perfectionner, tout comme les échangeurs, composants variés, modes de commande et automatismes ; l'évolution est, entre autres, stimulée par les contraintes environnementales (protection de l'ozone stratosphérique, lutte contre le réchauffement climatique), des mesures de sécurité plus strictes, le coût des salaires et de l'énergie. Cet ouvrage rend bien compte de cette évolution ; il intègre les nouveautés, même en cours d'adoption dans l'industrie, ce qui sera précieux pour les praticiens autant que pour les étudiants.

« Aide-mémoire », cet ouvrage l'est, certes, en aidant, de façon classique, à retrouver ce dont on a besoin ; il l'est aussi en aidant le lecteur à faire travailler sa créativité et son intelligence. Ainsi, dans ses études de cas, fort intéressantes, il ne traite pas toutes les solutions mais guide le lecteur dans une analyse qui attire l'attention sur les écueils à éviter et les analyses à faire.
Une telle approche supposait à la fois une grande expérience industrielle et un grand sens de la pédagogie. Jean Desmons est l'homme idéal pour nous le proposer, lui qui a combiné avec bonheur, dans sa carrière, entreprise et enseignement.
L'attention à l'autre et le sens du bien commun qui guident son action, appréciée par tous, au sein de l'Association française du froid, transparaissent du reste dans l'approche qu'il propose tout au long de ce livre.
Puisse le lecteur en accepter la contagion et progresser aussi dans ces qualités humaines. Tout en profitant à la qualité du travail accompli, cet ouvrage contribuera alors aussi à donner une saveur toute spéciale aux efforts qu'il implique.

Louis Lucas
Président de l'Association française du froid
Directeur honoraire de l'Institut international du froid

TABLE DES MATIÈRES

Préface V

Avant-propos XVII

Avertissement XIX

Quelques symboles graphiques utilisés dans l'ouvrage XX

A

Généralités sur le froid industriel

1 • Spécificités du froid industriel 3

2 • Les fluides frigorigènes en froid industriel 5

2.1 Remarques préliminaires 5

2.2 Quelques éléments de physique se rapportant aux fluides frigorigènes 6

2.3 Étude comparative entre le R 22, le R 404A, le R 507 et le R 717 8

3 • Spécificités de la compression monoétagée 19

4 • Principe de la compression biétagée 23

4.1 Étude comparative entre la compression monoétagée et la compression biétagée 23

4.2 Description succincte d'une machine à compression biétagée 24

4.3 Détermination de la pression intermédiaire 25

4.4 Exemple de machines biétagées disponibles 26

5 • Compresseurs industriels à pistons monoétagés 29

5.1 Principales caractéristiques des compresseurs à pistons monoétagés 29

5.2 Réduction de puissance 31

5.3 Lubrification 35

6 • Compresseurs à vis 41

6.1 Comportement des compresseurs à vis comparativement aux compresseurs à pistons 42

6.2 Principe de fonctionnement des compresseurs à vis 43

6.3 Rendement volumétrique des compresseurs à vis 44

6.4 Compresseurs monovis 45

6.5 Compresseurs bivis 47

6.6 Réduction de puissance des compresseurs à vis 48

6.7 Suralimentation des compresseurs à vis 53

6.8 Fonctionnement d'un compresseur à vis en dehors des conditions normales de marche 58

6.9 Volume index (V_i) des compresseurs à vis 59

6.10 Lubrification 61

6.11 Exemples de centrales frigorifiques équipées de compresseurs à vis 65

6.12 Exemple d'un compresseur à vis « compact » avec suralimentation, séparateur d'huile et économiseur intérieurs au compresseur 67

7 • Pompes à fluide frigorigène 69

8 • Différentes technologies possibles des machines industrielles 73

8.1 Installation à compression biétagée sans sous-refroidissement intermédiaire 73
8.2 Installation à compression biétagée avec contrôle de la température de fin de compression du compresseur haute pression par injection de fluide frigorigène à la pression intermédiaire 76
8.3 Installation à compression biétagée avec bouteille intermédiaire à injection partielle sans sous-refroidissement 78
8.4 Installation à compression biétagée avec bouteille intermédiaire à injection partielle avec sous-refroidissement 79
8.5 Installation à compression étagée avec bouteille intermédiaire à injection totale 80
8.6 Installation à compression biétagée avec refroidisseur intermédiaire à injection totale et bouteille séparatrice basse pression 82
8.7 Installation à compression biétagée avec production du froid à l'étage intermédiaire 84
8.8 Installation comportant plusieurs fluides frigorigènes, appelée « machine en cascade » 85

9 • Différentes technologies permettant l'alimentation en fluide frigorigène liquide d'évaporateurs ou de séparateurs 91

9.1 Alimentation en fluide frigorigène liquide à partir d'un régleur manuel et d'un régulateur de niveau à élément thermostatique et pressostatique 91
9.2 Contrôle de niveau par contrôleur électromagnétique 94

9.3 Contrôleur de niveau électronique 95
9.4 Contrôleur de niveau optoélectronique 96
9.5 Contrôle de niveau à partir d'un régulateur modulant à servocommande et flotteur basse pression 97
9.6 Contrôle de niveau à partir d'un régulateur modulant à servocommande et flotteur haute pression 100

10 • Comparaison des alimentations sèches et noyées des évaporateurs 105
10.1 Alimentation sèche 105
10.2 Alimentation noyée 107

11 • Problèmes d'huile avec les fluides frigorigènes en alimentation de type noyée 111
11.1 Cas où l'huile est moins dense et miscible avec le fluide frigorigène 111
11.2 Cas où l'huile est plus dense et non miscible avec le fluide frigorigène 115

12 • Dégivrages 117
12.1 Dégivrage par les gaz chauds avec différentiel de pression entre les gaz chauds et la ligne liquide 118
12.2 Dégivrage par les gaz chauds sans différentiel de pression 122
12.3 Évaporateur en froid industriel 125

13 • Centrales frigorifiques 127
13.1 Centrale positive associée à une centrale négative 127
13.2 Circuit d'huile d'une centrale frigorifique équipée de compresseurs à pistons 129
13.3 Centrale basse température avec compresseurs à vis 131
13.4 Centrales positives et négatives avec séparateur d'huile commun 133

14 • Régulateurs de pression et vannes 135
14.1 Vannes amont et aval 135
14.2 Vannes à commande directe 137
14.3 Régulateurs frigorifiques à servocommande 137
14.4 Différents pilotages des vannes principales 140

15 • Fluides frigoporteurs 145
15.1 Refroidissement direct et refroidissement indirect 145
15.2 Avantages des installations à frigoporteur 146
15.3 Inconvénients des frigoporteurs 147
15.4 Différents frigoporteurs 148
15.5 Circuits frigoporteurs 154

16 • Le CO_2 comme fluide frigorigène 163
16.1 Généralités 163
16.2 Avantages du CO_2 171
16.3 Inconvénients du CO_2 171
16.4 Le CO_2 vis-à-vis de l'eau 172
16.5 Le CO_2 et l'ammoniac 174
16.6 Dégivrage des installations au CO_2 177

17 • Sécurités et contrôles en froid industriel 179
17.1 Sécurités et contrôles concernant la partie électrique 179
17.2 Sécurités et contrôles concernant le domaine aéraulique 179
17.3 Sécurités et contrôles concernant le domaine hydraulique 180
17.4 Sécurités et contrôles dans le domaine frigorifique 180
17.5 Sécurité incendie 193

18 • Problèmes des sols en température négative 195

18.1 Apport par ventilation 196

18.2 Apport par chauffage 196

18.3 Remarques de responsables d'entrepôts frigorifiques confrontés à des problèmes de chauffage des sols 196

19 • Soupapes d'équilibrage 199

19.1 Calcul des pressions s'exerçant sur les parois d'une chambre froide 199

19.2 Soupape d'équilibrage hydraulique 200

19.3 Soupape d'équilibrage à clapet 201

20 • Isolation thermique 205

20.1 Étude d'une paroi plane 205

20.2 Étude des températures d'une tuyauterie isolée 209

B

Cas concrets d'installations

21 • Installation monoétagée à deux températures différentes et à récupération de chaleur 215

21.1 Schéma de principe 215

21.2 Spécificités de l'installation étudiée 215

21.3 Cycle de fonctionnement 217

21.4 Rôle des échangeurs de chaleur 218

21.5 Rôle de la vanne de démarrage 219

21.6 Contrôle de la haute pression minimale 220

22 • Entrepôt frigorifique polyvalent 223
22.1 Fluides utilisés 223
22.2 Schéma de principe 224
22.3 Principe de fonctionnement et description 225
22.4 Cycle frigorifique de principe 229
22.5 Réfrigération des quais 231

23 • Abattoir à volailles 233
23.1 Schéma de principe 233
23.2 Régulation des compresseurs haute pression 235
23.3 Huile des compresseurs haute pression 239
23.4 Étude des condenseurs et des spécificités de la condensation 241
23.5 Bouteille intermédiaire 244
23.6 Bouteille de réserve liquide 248
23.7 Séparateur basse pression 251
23.8 Évaporateurs basse température 254
23.9 Équipement frigorifique des laboratoires 257
23.10 Fabrique de glace écaille 257
23.11 Principaux éléments de sécurité 260

24 • Patinoire 265
24.1 Compresseurs 265
24.2 Condensation 265
24.3 Contrôle des niveaux de fluide frigorigène 266
24.4 Évaporateur à plaques 266
24.5 Circuit frigoporteur 267
24.6 Choix du frigoporteur 267
24.7 Schéma de principe 267
24.8 Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique 269
24.9 Neige produite par la piste de patinage 271
24.10 Composants d'une piste de patinage 273

24.11 Patinoire à ciel ouvert 273
24.12 Projet de remodelage d'une patinoire 274
24.13 Remarques sur les condenseurs évaporatifs 276

25 • Entrepôt frigorifique 281
25.1 Production du froid 281
25.2 Compresseurs 281
25.3 Cycle de fonctionnement et description succincte 283
25.4 Dégivrage 286
25.5 Huile 288
25.6 Refroidissement des halls d'accès 289

26 • La chaîne du froid 291
26.1 Définition 291
26.2 Conséquences de la rupture de la chaîne du froid 291
26.3 Évolution de la chaîne du froid 292
26.4 Réflexion sur le maillon transport 292
26.5 Contrôles de la chaîne du froid 292
26.6 Exemple de chaîne du froid : chaîne du froid des produits aquatiques 293

27 • La chaîne du froid du beurre 299
27.1 Généralités 299
27.2 Les tanks à lait 299
27.3 Collecte du lait 302
27.4 Le lait à la laiterie 302
27.5 Beurrerie 303

28 • La chaîne du froid du saucisson sec 311
28.1 Généralités 311
28.2 Matériel spécifique du fabricant de saucisson : le matériel d'étuvage et de séchage 312
28.3 Étapes de la fabrication 313

28.4 Évolutions psychrométriques 315
28.5 Séchage thermodynamique 317
28.6 Ventilation 318
28.7 Régulation 320

29 • Fabrication de la bière 321

29.1 Constituants de la bière 321
29.2 Fabrication de la bière 321
29.3 Conclusions et remarques 324

C

Cas concrets de pannes et dépannages

30 • Défaut de conception d'un collecteur d'aspiration 329

30.1 Éléments succincts de l'installation 329
30.2 Coups de liquide 329
30.3 Intervention 329
30.4 Constatations et conclusion 331

31 • Défaut de conception de bouteilles séparatrices 333

31.1 Éléments succincts de l'installation 333
31.2 Casse mécanique 333
31.3 Dépannage 334
31.4 Explication 335
31.5 Solutions envisagées et remèdes 335

32 • Défaut de conception de pompes à fluide frigorigène 337

32.1 Éléments succincts de l'installation 337
32.2 Grippage des pompes 337

32.3 Intervention 338
32.4 Constatations et conclusion 340

33 • Arrêt des compresseurs par les pressostats différentiels d'huile 341
33.1 Éléments succincts de l'installation 341
33.2 Coupures 341
33.3 Intervention 342
33.4 Remèdes 344

34 • Évolution des produits 345

35 • Pannes et dépannages électriques 349
35.1 Exemples concrets de pannes 349
35.2 Méthodologie de dépannage 358

Annexe • Réglementations et normes 361

Index 367

AVANT-PROPOS

Ayant débuté ma carrière dans une société pratiquant le froid industriel, j'ai eu l'opportunité de travailler sur des installations dans le domaine des conserveries, des laiteries, des abattoirs, des chocolateries, etc.

Ces installations, impressionnantes au début, deviennent rapidement compréhensibles pour peu qu'on s'y intéresse vraiment et s'avèrent généralement fiables et performantes grâce aux techniques utilisées.

Si l'on observe l'évolution récente des machines industrielles, on remarque les changements ou tendances suivants :

- Les compresseurs à pistons sont de plus en plus supplantés par les compresseurs à vis.
- La régulation, qui était de type tout-ou-rien, pneumatique ou analogique, est maintenant presque systématiquement de type numérique, le plus souvent communicante.
- Les fluides chlorés sont aujourd'hui abandonnés en installations neuves.
- Les puissances frigorifiques installées sont quelquefois très élevées : des enceintes de plusieurs centaines de milliers de mètre cubes ne sont plus exceptionnelles.
- Dans le but d'améliorer le confinement du fluide frigorigène, les installations à fluide frigoporteur sont de plus en plus étudiées et installées.
- Enfin, notons que les metteurs au point, qui, naguère, étaient souvent de formation mécanique, ont généralement aujourd'hui une formation de base d'électrotechniciens et d'automaticiens.

La première partie de cet ouvrage est consacrée aux bases du froid industriel. Elle aborde les notions suivantes : les fluides frigorigènes utilisés en froid industriel, les différents types de compresseurs, les différents types d'installations biétagées, etc. Nous étudions ensuite le sujet des fluides frigoporteurs, et

le cas particulier du dioxyde de carbone, qui, après avoir été abandonné, est à nouveau utilisé en tant que fluide frigorigène.

L'ouvrage présente ensuite des cas concrets : différentes installations industrielles sont décrites dans la deuxième partie, puis des exemples de dysfonctionnements sont développés dans la troisième partie.

En annexe, on trouvera des éléments concernant la législation des machines industrielles.

Cet ouvrage s'adresse principalement :

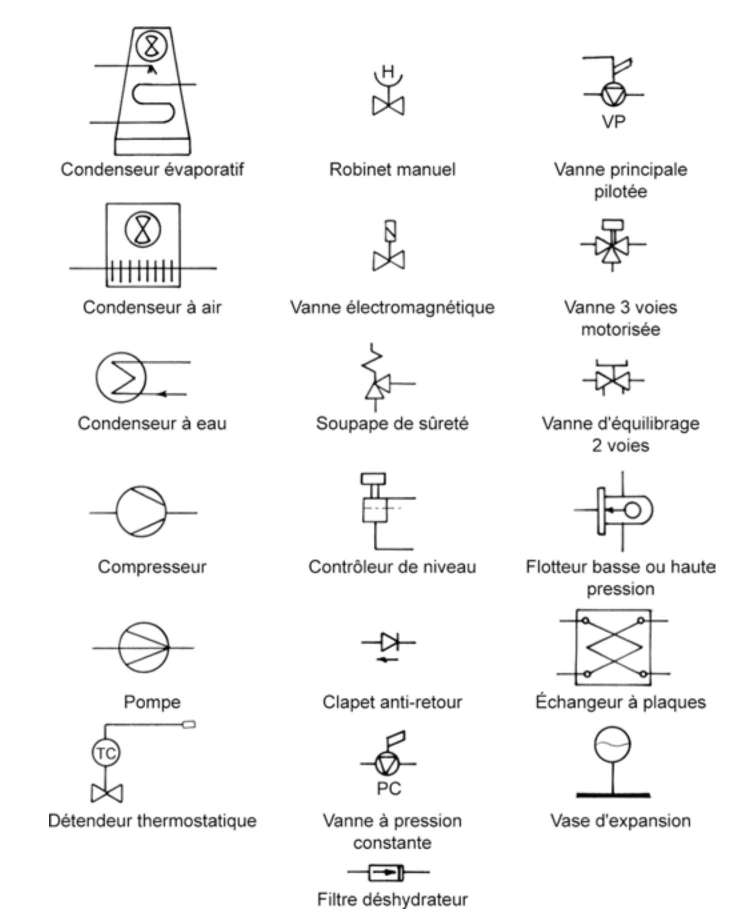
– aux étudiants en génie frigorifique car il expose de façon simple la structure et le fonctionnement d'une machine industrielle ;
– aux techniciens metteurs au point (des réglages et des cas concrets de dysfonctionnement sont étudiés) ;
– aux concepteurs de machines industrielles, différents choix technologiques étant proposés pour une application donnée.

Je remercie les sociétés suivantes, dont sont issues différentes figures et données : Alfa Laval, Arcos, Baltimore Aircool (Balticare), Bitzer, Carrier, Copeland, Danfoss, Dehon, Dunham-Bush, Friga Bohn, Geneglace, Grasso, Hallscrew, Hermetic, Isotechnica, Johnson Controls, Lactalis, Lèbre-FMI, Legrand, Mycom, ProFroid, Raffel, Schneider, Searle, Sériaco, Trane, US Reco.

AVERTISSEMENT

Le froid industriel demande la mise en jeu d'investissements très importants ; par ailleurs, dans le domaine agroalimentaire, les denrées entreposées représentent un capital assez considérable.
Cette spécialisation « froid industriel » accepte donc encore moins « l'à-peu-près » que d'autres techniques, et demande, en conséquence, un enthousiasme, un esprit de responsabilité et un investissement personnel importants.
Les possibilités technologiques étant nombreuses, chaque société, chaque spécialiste, développe souvent ses propres concepts d'installation ; les installations décrites ici pourraient donc, à finalités identiques, être conçues différemment et à partir de matériels de marques différentes. Les cas concrets développés ici s'appuient sur des équipements existants.
Notons enfin que, en plus de la technologie spécifique, le spécialiste en froid industriel, pour être crédible près du client, doit avoir la connaissance – même succincte – du processus de fabrication des applications le concernant.
C'est pourquoi, dans les chapitres 26 à 29, nous décrivons la chaîne du froid et nous donnons le principe d'élaboration de quelques produits. Le nombre d'applications du froid industriel étant très grand, l'étude de l'ensemble sortirait du cadre de cet aide-mémoire.
L'objectif de pérennité de ces installations fait que certains éléments sont aujourd'hui remplacés ou en voie d'être remplacés par des composants permettant de mieux répondre aux normes actuelles.
Les principes de fonctionnement restent cependant les mêmes (voir chapitre 30).

QUELQUES SYMBOLES GRAPHIQUES UTILISÉS DANS L'OUVRAGE



A

Généralités sur le froid industriel

1 • SPÉCIFICITÉS DU FROID INDUSTRIEL

Compte tenu de l'importance des puissances en jeu, la production du froid est généralement assurée par des centrales à plusieurs compresseurs.

Le coût des évaporateurs représentant une part importante du prix de ces installations, il est recherché une performance optimale de ces échangeurs. L'alimentation en « noyé » est donc la plus fréquente ; la technologie du régime noyé nécessite dans la plupart des cas l'utilisation de pompes à fluide frigorigène.

Du fait des débits importants en fluide frigorigène, les organes d'alimentation sont souvent spécifiques à ces installations.

En congélation ou en conservation de denrées surgelées, la compression biétagée est généralement nécessaire.

Les consommations d'énergie électrique étant très importantes, il est recherché une haute pression minimale. Les tours de refroidissement ouvertes (à chaleur latente) sont de ce fait très utilisées, les condenseurs évaporatifs se rencontrent également. Notons cependant que les problèmes de légionellose imposent une maintenance très stricte de ces matériels.

Dans le but d'optimiser le fonctionnement, les réglages et les choix technologiques doivent être les meilleurs possibles.

Les quantités de fluide frigorigène étant importantes, on doit porter une attention toute particulière au contrôle de l'étanchéité des installations. Il convient donc, à la conception de ces machines, de rechercher la technologie conduisant à une quantité de fluide frigorigène minimale.

Les installations récentes sont régulées à partir de régulateurs ou d'automates numériques. Ces régulations permettent d'optimiser au maximum le fonctionnement de ces machines : la gestion optimale de la consommation d'énergie

est l'une des possibilités offertes (délestages, fonctionnement prioritaire aux heures creuses…).

Les fluides frigorigènes utilisés en froid industriel sont spécifiques : ils sont caractérisés principalement par une production frigorifique au mètre cube aspiré importante, permettant de limiter les cylindrées des compresseurs, donc leur coût. En outre, la recherche d'un confinement maximal du fluide frigorigène entraîne la réalisation quasi systématique d'une étude de faisabilité de ces installations avec fluide frigoporteur.

Les vannes sont généralement à servocommande.

Les applications pratiques du froid industriel concernant les denrées périssables sont nombreuses : abattoirs, conserveries, entrepôts frigorifiques, laiteries, chocolateries, séchoirs à saucissons, brasseries, sociétés productrices de crème glacée, fromageries, etc.

Les autres applications sont également nombreuses et variées : patinoires, installations de dessalage de l'eau de mer, chimie, pétrochimie, séchoirs à céréales et autres, process de concentration, etc.

En résumé, fiabilité maximale et consommation d'énergie électrique minimale sont sans doute les critères essentiels que retiennent les concepteurs de ces machines.

2 • LES FLUIDES FRIGORIGÈNES EN FROID INDUSTRIEL

2.1 Remarques préliminaires

La consommation d'énergie électrique des installations industrielles représente une part importante des frais de fonctionnement ; la recherche de fluide frigorigène à effet frigorifique maximal est donc évidente :

$$\text{Effet frigorifique ou COP} = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance électrique absorbée}}$$

Le coût à l'installation des installations frigorifiques industrielles est important, et les compresseurs en représentent une part importante ; la recherche de fluides frigorigènes à forte production frigorifique par mètre cube aspiré est donc évidente. Cette qualité suppose une forte chaleur latente d'ébullition et un faible volume spécifique des vapeurs à l'aspiration.

Production frigorifique par m^3 aspiré

$$= \frac{\text{Chaleur latente d'ébullition}}{\text{Volume spécifique des vapeurs à l'aspiration}}$$

La chaleur latente d'ébullition s'exprime en kilojoules par kilogramme ($kJ.kg^{-1}$) de fluide frigorigène.
Le volume spécifique des vapeurs à l'aspiration s'exprime en mètres cubes par kilogramme ($m^3.kg^{-1}$).

Il en résulte les unités suivantes :

$$\frac{\frac{kJ}{kg}}{\frac{m^3}{kg}} = \frac{kJ}{kg} \times \frac{kg}{m^3} = \frac{kJ}{m^3}$$

La cylindrée des compresseurs, et donc leur coût, sont inversement proportionnels à la production frigorifique par m^3 aspiré.
Les installations de froid industriel demandent de grandes quantités de fluide frigorigène, le coût de ces fluides est donc un élément à prendre en compte.
Les techniciens responsables de la conduite de ces installations sont très attentifs aux problèmes de retour d'huile ; les fluides frigorigènes permettant un retour d'huile aisé sont donc appréciés.
De très nombreuses autres caractéristiques du fluide frigorigène, telles que la toxicité, l'influence sur l'ozone, l'influence sur le réchauffement terrestre, l'influence sur les composants de la machine ou sur les denrées entreposées, etc. sont bien sûr à prendre également en compte dans le choix du fluide utilisé.

2.2 Quelques éléments de physique se rapportant aux fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes se déclinent sous trois formes : les fluides purs, les mélanges azéotropiques et les mélanges zéotropiques.

2.2.1 Fluides purs

■ Lois de l'ébullition des fluides purs

– Sous une même pression, le liquide commence toujours à bouillir à la même température.
– Pendant toute la durée de l'ébullition, la température d'ébullition reste constante si la pression reste constante.

■ Lois de la condensation pour un fluide pur

– Sous une même pression, la vapeur commence toujours à se condenser à la même température.

– Pendant toute la durée de la condensation, la température de condensation reste constante si la pression reste constante.

2.2.2 Mélanges azéotropiques

Exemple de fluides frigorigènes azéotropiques : R 507.
Le R 507 est constitué de 50 % de R 125 et de 50 % de R 143a.
Les mélanges azéotropiques se comportant comme les fluides purs, les lois de l'ébullition et de la condensation sont identiques à celles énoncées ci-dessus.

2.2.3 Mélanges zéotropiques

Exemples de fluides zéotropiques : R 404A, R 407C, R 409A, R 410A.
Le R 404A est constitué de 52 % de R 143a, 44 % de R 125 et 4 % de R 134a.

■ Lois d'ébullition d'un mélange zéotropique

– Sous une même pression, un liquide commence toujours à bouillir à la même température.
– À pression constante, pendant toute la durée de l'ébullition, la température d'ébullition augmente.

Cette variation de température est appelée *glissement de température*.
La température de début d'ébullition est appelée *température de saturation liquide* ou *température de bulle*.
La température de fin d'ébullition est appelée *température de saturation vapeur* ou *température de rosée*.

■ Lois de la condensation pour un mélange zéotropique

– Sous une même pression, la vapeur commence toujours à se condenser à la même température.
– À pression constante, pendant toute la durée de la condensation, la température de condensation diminue.

Cette variation de température de condensation est appelée *glissement de température*.
La température de début de condensation est appelée *température de saturation vapeur* ou *température de rosée*.

La température de fin de condensation est appelée *température de saturation liquide* ou *température de bulle*.

Glissement de température

En fonction de la nature des fluides, le glissement de température peut être plus ou moins important :

– pour le R 404A : ≈ 1 °C ;
– pour le R 409A : ≈ 7 °C ;
– pour le R 407C : ≈ 7 °C.

2.2.4 Température critique

La liquéfaction d'un gaz ou d'une vapeur n'est plus possible au-delà d'une température limite, quelle que soit la pression exercée sur le gaz ou la vapeur : cette température limite a reçu le nom de *température critique*.
Exemple de température critique de quelques fluides frigorigènes :

– R 23 : 25,9 °C
– CO_2 : 31°C
– R 507 : 70,7 °C
– R 404A : 72 °C
– R 502 : 82,2 °C
– R 22 : 96 °C
– R 134a : 101 °C
– R 12 : 112 °C
– R 152a : 113,5 °C
– R 717 : 132,4 °C

En froid industriel, le nombre de fluides frigorigènes possibles est très important. Dans ce qui suit, nous nous limiterons aux quatre fluides suivants : **R 22**, **R 404A**, **R 507** et enfin **R 717** (ammoniac).

2.3 Étude comparative entre le R 22, le R 404A, le R 507 et le R 717

Cette étude utilisera les hypothèses suivantes :

– Puissance frigorifique : 100 kW.

– Température de condensation : 40 °C.
– Température d'ébullition : – 10 °C.
– Sous-refroidissement : 5 °C.
– Surchauffe : 5 °C.

Par souci de simplification, les pertes de charges sont négligées ainsi que les échanges de chaleur au niveau des tuyauteries. La compression est considérée isentropique.

2.3.1 Étude d'une machine fonctionnant au R 22

■ Principales caractéristiques de ce fluide

Le R 22 est un composé hydrochlorofluorocarbone (HCFC) à forte chaleur latente de vaporisation largement utilisé en conditionnement d'air ainsi qu'en basse température (jusqu'à – 40 °C) pour la congélation et la surgélation.
C'est un liquide incolore, à odeur légèrement éthérée ; il est ininflammable, inexplosible, non toxique et non corrosif.
Vis-à-vis des huiles minérales, il présente la particularité d'être soluble à haute température et partiellement soluble à basse température, la température de séparation des deux liquides dépendant de la concentration en huile du mélange et des caractéristiques des huiles.
La miscibilité du R 22 est plus élevée avec les huiles de synthèse.
Sa température d'ébullition est de – 40,81 °C sous la pression atmosphérique normale (1,013 bar).
Les fuites peuvent être détectées à la lampe haloïde ou avec un détecteur électronique.
Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : ODP = 0,055.
Réglementation concernant ce fluide :

– utilisation du R 22 totalement interdite en installation neuve au 31 décembre 2003 ;
– utilisation du R 22 vierge interdite pour la maintenance et l'entretien au 1er janvier 2010 ;
– utilisation du R 22, même recyclé, totalement interdite au 1er janvier 2015.

■ Valeurs caractéristiques de fonctionnement au R 22 (figure 2.2)

En abscisse, l'enthalpie *H* s'exprime en kilojoules par kilogramme de fluide frigorigène. L'ordonnée est graduée en pression absolue (en bar).
Le volume spécifique V_s s'exprime en $m^3.kg^{-1}$.

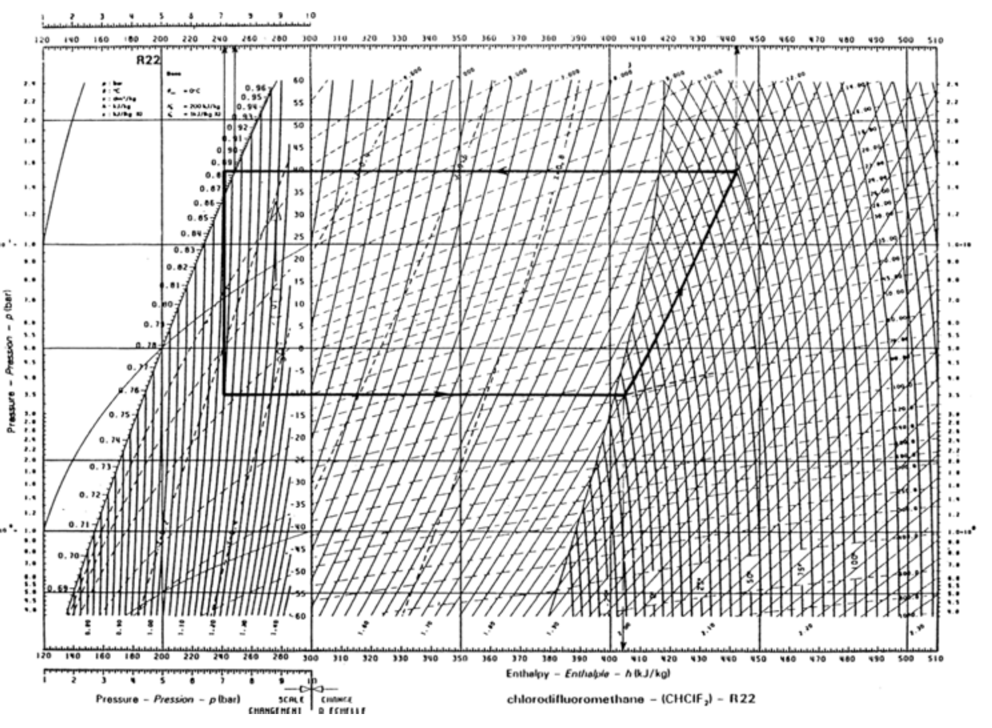


Figure 2.1 – Tracé du cycle de fonctionnement sur le diagramme enthalpique.

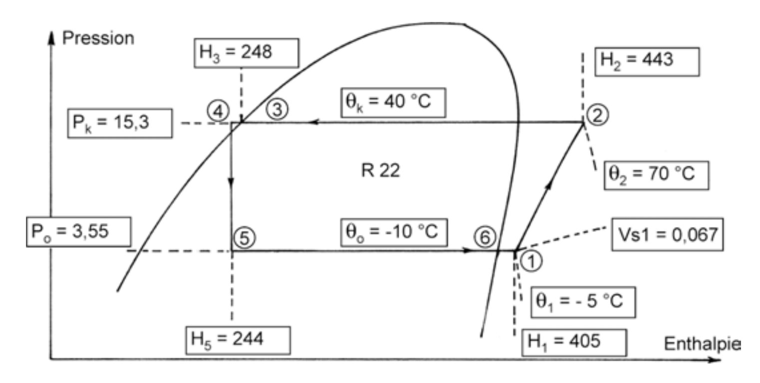


Figure 2.2 – Valeurs caractéristiques de fonctionnement au R 22.

■ Calcul de la machine

□ Calculs se rapportant au compresseur

L'augmentation totale d'enthalpie au niveau de l'évaporateur est :

$$405 - 244 = 161 \text{ kJ.kg}^{-1} \text{ de fluide frigorigène}$$

La puissance frigorifique demandée étant de 100 kW, le débit massique de fluide frigorigène est donc :

$$\frac{100}{161} = 0{,}62 \text{ kg.s}^{-1} = 2\,236 \text{ kg.h}^{-1}$$

Le volume spécifique du fluide à l'aspiration est de 0,067 $m^3.kg^{-1}$.
Le volume réel à aspirer est donc $0{,}62 \times 0{,}067 = 0{,}04154$ $m^3.s^{-1}$.
Soit un volume réel à aspirer de $0{,}04154 \times 3\,600 = 150$ $m^3.h^{-1}$.
Le rendement volumétrique de ces machines (compresseurs à pistons) peut être calculé par la formule empirique suivante :

$$\eta_{vol} = 1 - (0{,}05\tau)$$

τ étant le taux de compression.

$$\tau = \frac{HP}{BP} \text{ (en pressions absolues)}$$

$$\eta_{vol} = 1 - 0{,}05\,\frac{HP}{BP} = 1 - \left(0{,}05 \times \frac{15{,}3}{3{,}55}\right) = 0{,}785$$

Le volume horaire balayé nécessaire est donc : 150/0,785 = **191 m³.h⁻¹**.

□ Calcul du moteur

L'énergie théorique nécessaire à la compression résulte de la différence $H_2 - H_1$, soit **443 – 405 = 38 kJ.kg⁻¹**.
La puissance réellement nécessaire est majorée du fait des pertes du moteur, des pertes mécaniques du compresseur ainsi que du rendement indiqué.
Nous prendrons un rendement indiqué égal au rendement volumétrique, soit 0,785.
Nous supposerons un rendement du moteur égal à 0,85, identique au rendement mécanique du compresseur.
La puissance électrique nécessaire à l'entraînement du compresseur est donc :

$$0{,}62 \times 38 \times \frac{1}{0{,}85} \times \frac{1}{0{,}85} \times \frac{1}{0{,}785} = 41{,}55 \text{ kW}$$

Effet frigorifique pratique de la machine :

$$\text{Effet frigorifique} = \frac{\text{Puissance frigorifique}}{\text{Puissance électrique absorbée}} = \frac{100}{41{,}55} = 2{,}4$$

L'effet frigorifique est exprimé sans unité.
L'effet frigorifique global de la machine devrait tenir compte des auxiliaires (pompes, ventilateurs, etc.).

2.3.2 Étude d'une machine fonctionnant au R 404A ou FX 70

■ Principales caractéristiques de ce fluide

Le R 404A est un mélange « quasi azéotropique » de type HFC (hydrofluorocarbone) mis au point pour le domaine du froid commercial et industriel. Il est

fréquemment utilisé en centrales frigorifiques pour grandes surfaces, entrepôts frigorifiques, installations de surgélation alimentaire et meubles pour la conservation des aliments congelés.

C'est un liquide incolore, ininflammable et inexplosible, très stable aux températures d'utilisation.

Ce fluide est non toxique ; cependant, à des concentrations importantes, il y a risque de troubles respiratoires et cardiaques liés au manque d'oxygène dans l'air (anoxie).

Sa température d'ébullition est de – 46,57 °C à la pression atmosphérique normale (1,013 bar).

Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : ODP = 0.

Détection des fuites : ce fluide n'étant pas chloré, la lampe haloïde est donc inopérante. Les détecteurs de fuite électroniques adaptés à ce fluide doivent être sensibles au fluor.

Huiles : utiliser une huile polyester (POE).

Réglementation : en France, la récupération du R 404A est obligatoire au titre du décret du 7 décembre 1992.

Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 404A

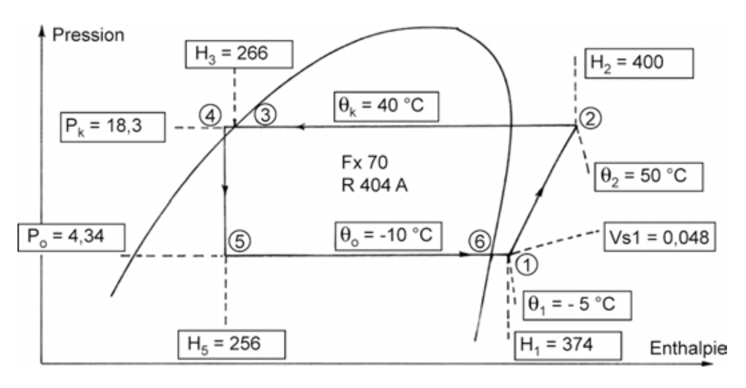


Figure 2.3 – Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 404A.

A

GÉNÉRALITÉS SUR LE FROID INDUSTRIEL

2.3.3 Étude d'une machine fonctionnant au R 507

■ Principales caractéristiques de ce fluide

Le R 507 est un mélange azéotropique de type HFC (hydrofluorocarbone). Il est essentiellement utilisé en réfrigération industrielle pour les installations neuves comprenant des évaporateurs noyés, comme par exemple dans les patinoires.

C'est un mélange binaire (R 125 : 50 %, R 143a : 50 %), incolore, d'odeur légèrement éthérée, très stable.

Sa température d'ébullition est de – 47,1 °C sous la pression atmosphérique normale.

Toxicologie : produit pratiquement non nocif par inhalation.

Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : ODP = 0.

Huiles : utiliser une huile polyester (POE).

Réglementation : en France, la récupération du R 507 est obligatoire au titre du décret du 7 décembre 1992.

■ Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 507

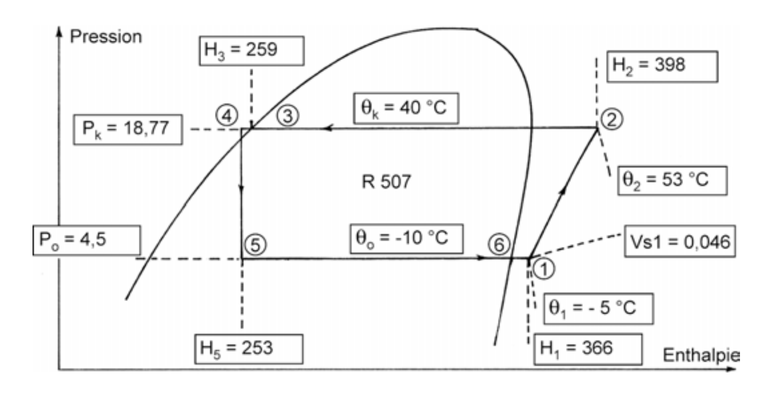


Figure 2.4 – Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 507.

2.3.4 Étude d'une machine fonctionnant au R 717

■ Principales caractéristiques de ce fluide

Le R 717 est l'un des plus anciens fluides frigorigènes. Il est principalement utilisé en installation à caractère industriel, avec des compresseurs à pistons et à vis.

C'est un fluide incolore, d'odeur caractéristique piquante et irritante.

Sa température d'ébullition est de – 33,4 °C sous la pression atmosphérique normale (1,013 bar).

Toxicité : toxicité aiguë. À concentration élevée d'ammoniac, on observe différents symptômes :

- irritation trachéo-bronchite : toux, dyspnée asthmatiforme. Le bronchospasme est parfois intense, responsable d'emblée d'une détresse respiratoire ;
- brûlures chimiques cutanées en ce qui concerne les parties découvertes ;
- ulcérations et œdèmes des muqueuses nasales.

Les projections cutanées et oculaires d'ammoniac sont responsables de lésions caustiques sévères si une décontamination n'est pas rapidement réalisée.

Huiles : utiliser une huile minérale (MO) ou polyalphaoléfine (PAO).

Le cuivre et tous ses alliages sont incompatibles avec ce fluide.

Détection des fuites : son odeur très caractéristique permet de déceler facilement la présence d'ammoniac.

La localisation précise des fuites peut se faire à l'aide d'un cordon soufré. La combustion du soufre en présence d'ammoniac produit une fumée blanchâtre caractéristique.

Réglementation : l'ammoniac est un produit classé toxique et inflammable. (Se reporter à l'arrêté du 16 juillet 1997 paru au *JO* du 3 octobre 1997.)

■ Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 717

Voir figure 2.5, page suivante.

Remarque

Les calculs effectués avec le R 22 sont identiques pour le R 404A, le R 507 et le R 717 ; ils ne sont donc pas reproduits ici.

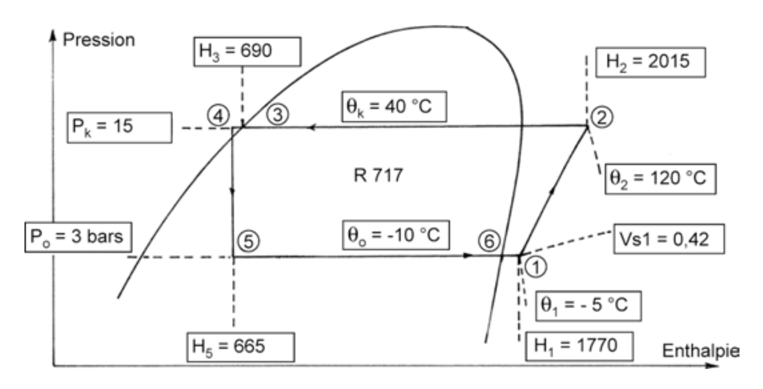


Figure 2.5 – Valeurs caractéristiques du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique du R 717

2.3.5 Tableau récapitulatif des principales valeurs des quatre fluides étudiés

Tableau 2.1 – Tableau récapitulatif des principales valeurs des quatre fluides étudiés.

	R 22	R 404A	R 507	R 717
Haute pression (en bars absolus)	15,3	18,2	18,77	15,55
Basse pression	3,55	4,34	4,5	2,907
Taux de compression (τ = HP/BP)	4,3	4,2	4,17	5,35
Rendement volumétrique $\eta_{vol} = 1 - (0{,}05\tau)$	0,785	0,79	0,79	0,73
Température de fin de compression (en °C)	70	50	53	120
Volume spécifique à l'aspiration (en $m^3.kg^{-1}$)	0,067	0,048	0,046	0,42

Tableau 2.1 – Tableau récapitulatif des principales valeurs des quatre fluides étudiés. (*Suite*)

	R 22	R 404A	R 507	R 717
Débit massique de fluide frigorigène (en $kg.s^{-1}$)	0,62	0,847	0,885	0,0905
Volume réellement aspiré (en $m^3.s^{-1}$)	0,0415	0,0406	0,0407	0,0380
Volume théorique (cylindrée en $m^3.s^{-1}$) Volume théorique (cylindrée en $m^3.h^{-1}$)	0,0529 191	0,0514 185,26	0,0515 185,5	0,052 187,45
Puissance réelle du moteur (en kW)	41,55	38,9	50	42
Effet frigorifique réel (COP)	2,4	2,57	2	2,38

Remarque

Les valeurs du tableau 2.1 concernent les conditions de marche + 40, + 35, – 10, – 5 °C.
En comparant ces mêmes fluides à des conditions de marche différentes, on remarquerait des changements de performance positifs ou négatifs dans différents domaines.
Pour un projet donné, il convient donc de comparer les performances des fluides aux conditions précises de fonctionnement de la machine.

2.3.6 Conclusion et commentaires

Il est à noter la quasi-similitude des performances comparatives des quatre fluides. Ces fluides sont en effet connus comme étant compétitifs en froid industriel.
Le R 404A présente le meilleur COP, c'est donc lui qui permettrait ici la moindre consommation d'énergie électrique.
Le R 717 présente une température de fin de compression élevée (120 °C). Cette température est préjudiciable à la mécanique et à la stabilité chimique de l'huile. Il est possible de réduire cette température en agissant sur la surchauffe

par injection de liquide à l'aspiration ; il est aussi possible d'abaisser la haute pression par l'utilisation de condenseurs évaporatifs.

La compression biétagée permet, entre autres, de réduire très efficacement cette température de fin de compression.

Les problèmes de l'huile sont spécifiques à chaque fluide. La plus ou moins grande difficulté à maîtriser ces problèmes intervient dans le choix du fluide.

Le prix du fluide est un autre élément intéressant. Ici, la puissance frigorifique prise par hypothèse est faible (100 kW), la quantité de fluide frigorigène nécessaire est donc modeste. Dans les cas de fortes puissances, les charges en fluide frigorigène devenant conséquentes, ce critère devient important ; sur ce plan, l'ammoniac est intéressant. Cependant, certaines sociétés évitent l'ammoniac parce qu'elles ne disposent pas de techniciens formés à ce fluide ; par ailleurs, la législation le concernant est assez contraignante.

Remarque

La puissance à installer est aussi un critère de sélection : tel fluide intéressant aux faibles puissances peut l'être moins aux puissances élevées et inversement.

Le choix d'un fluide n'est donc pas toujours très évident, c'est un compromis entre de multiples critères : lors du choix, que privilégie-t-on ?

– le coût à l'installation ;
– le COP (consommation d'énergie) ;
– l'environnement ;
– la sécurité du personnel ;
– la maintenance ;
– le temps de retour sur investissement, etc.

Notons enfin que le client impose quelquefois le fluide.

3 • SPÉCIFICITÉS DE LA COMPRESSION MONOÉTAGÉE

Un compresseur est garanti par un volume balayé (pour une vitesse de rotation donnée).

Sur la plaque signalétique d'un compresseur figure donc le volume balayé en $m^3.h^{-1}$.

Le volume réellement aspiré par le compresseur est inférieur au volume balayé.

L'écart entre le volume balayé et le volume aspiré est d'autant plus grand que le taux de compression du compresseur est élevé.

Pour des conditions de marche données, le compresseur a donc un rendement volumétrique donné.

Une formule empirique permet de calculer ce rendement volumétrique pour les compresseurs à pistons :

$$\eta = 1 - 0{,}05\,\frac{HP}{BP}$$

Dans la formule ci-dessus, ce sont les pressions absolues qu'il convient d'utiliser.

Certains fabricants garantissent le rendement volumétrique de leurs machines à partir de tableaux ou d'abaques.

Prenons l'exemple d'un compresseur fonctionnant avec une haute pression de 15 bars absolus et une basse pression de 5 bars absolus.

Son rendement volumétrique serait alors :

$$\eta = 1 - (0{,}05 \times 15/5) = 0{,}85$$

Si ce compresseur a un volume balayé de 100 $m^3.h^{-1}$, son volume aspiré est donc de **85 $m^3.h^{-1}$**.
Si ce même compresseur fonctionne sous une HP de 15 bars absolus et une BP de 1 bar absolu, son rendement volumétrique devient alors :

$$\eta = 1 - 0,05\ (15/1) = 0,25$$

Le volume réellement aspiré tombe donc de **85 à 25 $m^3.h^{-1}$**.
Cet exemple simple montre que la compression monoétagée a ses limites.
Généralement, lorsque le taux de compression dépasse 8, il convient d'étudier la faisabilité d'une machine biétagée.
Outre le volume aspiré, qui se dégrade avec le taux de compression, dans le même temps, le rendement énergétique de l'installation décroît.
La température de fin de compression augmente également, pouvant conduire à une dégradation de l'huile ; la stabilité chimique du fluide frigorigène peut aussi être affectée.
La figure 3.1 donne un exemple de l'évolution des grandeurs thermodynamiques lorsque les pressions varient. Le fluide frigorigène utilisé ici est le R 22.

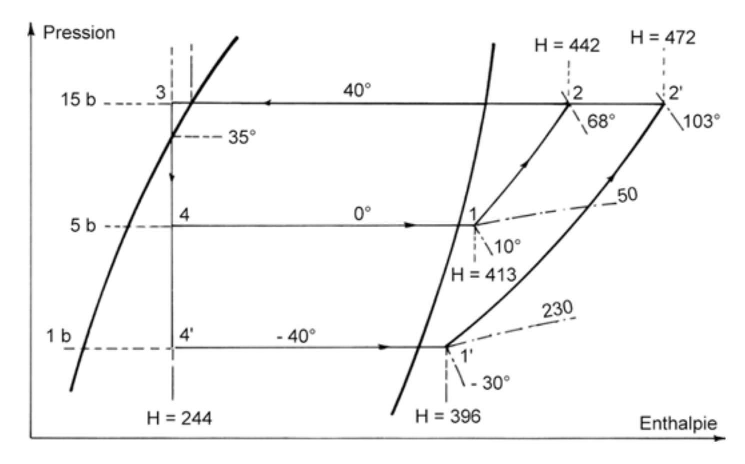


Figure 3.1 – Exemple de l'évolution des grandeurs thermodynamiques lorsque les pressions varient.

Tableau 3.1 – Tableau comparatif des principales valeurs caractéristiques.

	Cycle 0 - 40 °C	Cycle – 40 - + 40 °C
Taux de compression (τ)	15/5 = 3	15/1 = 15
Température de fin de compression (θ_2)	68 °C	103 °C
Différence d'enthalpie utile ($H_1 - H_4$)	413 – 244 = 169	396 – 244 = 152
Différence d'enthalpie à la compression ($H_2 - H_1$)	442 – 413 = 29	472 – 396 = 76
Volume spécifique à l'aspiration (v_1)	50 $dm^3.kg^{-1}$	230 $dm^3.kg^{-1}$
Production thermique au m^3 (en $kJ.m^{-3}$)	169/0,05 = 3 380 $kJ.m^{-3}$	152/0,23 = 661 $kJ.m^{-3}$
COP théorique	169/29 = 5,8	152/76 = 2

En installation industrielle, lorsque la compression monoétagée est acceptable, il est possible d'avoir recours à des machines sans spécificités technologiques caractéristiques. Cependant, en regard des grandes consommations d'énergie électrique, il est souvent recherché des technologies permettant d'obtenir des COP les meilleurs possibles.

L'alimentation en « noyé » des évaporateurs est l'un de ces moyens (figure 3.2). L'alimentation en régime noyé permet une amélioration des performances de l'évaporateur et une augmentation significative de l'effet utile par kilogramme de fluide frigorigène.

Dans l'hypothèse d'une conduite d'aspiration de faible longueur et isolée, la surchauffe est négligeable : le débit massique de fluide frigorigène est alors minimal, ce qui induit un bon coefficient de performance énergétique.

Remarque

Une très faible surchauffe permet un volume massique des vapeurs à l'aspiration minimal.

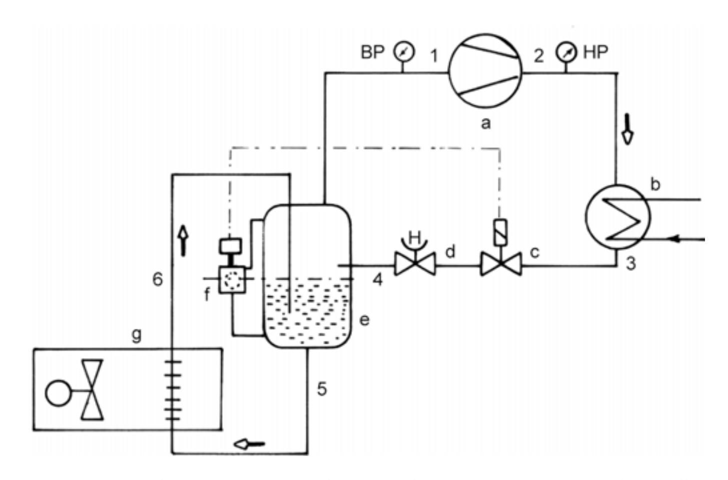


Figure 3.2 – Schéma de principe d'une machine monoétagée avec bouteille basse pression et évaporateur alimenté en régime noyé par gravité.

a : compresseur ; **b** : condenseur ; **c** : électrovanne ; **d** : régleur manuel ; **e** : séparateur de liquide ; **f** : régulateur de niveau ; **g** : évaporateur.

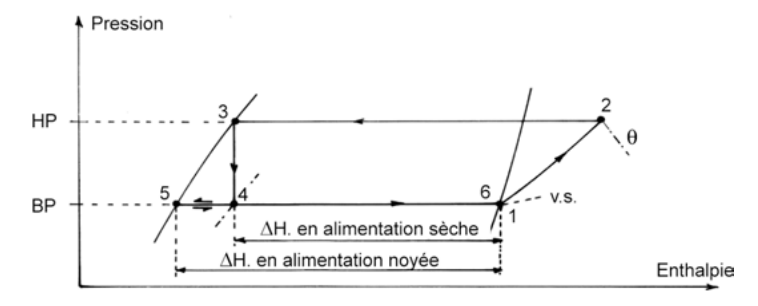


Figure 3.3 – Représentation simplifiée du cycle de fonctionnement de la machine de la figure 3.2.

4 • PRINCIPE DE LA COMPRESSION BIÉTAGÉE

La compression biétagée consiste à amener le fluide frigorigène de la basse pression à la haute pression à partir de deux compresseurs montés en série ou d'un seul compresseur à deux étages de compression.
Rappelons que, lorsque le taux de compression dépasse 8, le rendement volumétrique des compresseurs se dégrade de façon importante.
Le transfert de chaleur entre deux niveaux de température éloignés peut être réalisé par des machines économiquement viables si elles sont à compression biétagée.

4.1 Étude comparative entre la compression monoétagée et la compression biétagée

Considérons le cas d'une machine fonctionnant au R 22 avec une température de condensation de 40 °C et une température d'ébullition de – 40 °C (cas d'un compresseur à pistons).
La haute pression est alors de 15 bars absolus et la basse pression de 1 bar absolu.
Le rendement volumétrique est alors de : $1 - (0{,}05 \times 15/1) = 0{,}25$.
Si le compresseur a un volume balayé de 100 $m^3.h^{-1}$, son volume aspiré est de 25 $m^3.h^{-1}$.
La dégradation du rendement volumétrique est ici excessive.
Le transfert de chaleur de – 40 à + 40 °C est maintenant réalisé à partir d'une machine biétagée fonctionnant aux conditions suivantes : 15 bars absolus, 4 bars absolus et 1 bar absolu.

L'étage HP fonctionne donc avec un taux de compression de 3,75 ; le rendement volumétrique de cet étage est alors de : 1 – (0,05 × 15/4) = 0,81.
L'étage BP fonctionne alors avec un taux de compression de 4 ; le rendement volumétrique de cet étage est alors de : 1 – (0,05 × 4) = 0,80.
Pour une puissance frigorifique donnée, le gain de cylindrée généré par les machines à compression biétagée est donc important.
Par ailleurs, cette technologie permet une température de fin de compression réduite ainsi qu'une diminution de l'énergie nécessaire à la compression.
En résumé, l'étude de la faisabilité et de la rentabilité d'une machine à compression biétagée est généralement réalisée lorsque les conditions suivantes se présentent :

– taux de compression supérieur à 8 ;
– température de fin de compression élevée ;
– écart des températures entre l'ébullition et la condensation supérieur à 60 °C ;
– consommation d'énergie minimale recherchée ;
– cylindrées des compresseurs monoétagés importantes.

4.2 Description succincte d'une machine à compression biétagée

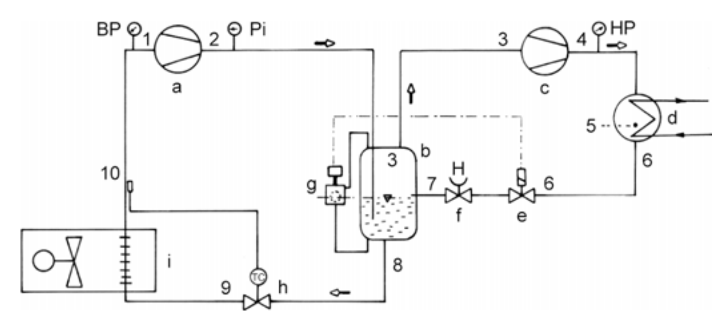


Figure 4.1 – Schéma de principe d'une machine biétagée à injection totale.

a : compresseur BP ; **b** : réservoir intermédiaire ; **c** : compresseur HP ; **d** : condenseur ; **e** : électrovanne ; **f** : régleur manuel ; **g** : régulateur de niveau ; **h** : détendeur thermostatique ; **i** : évaporateur.

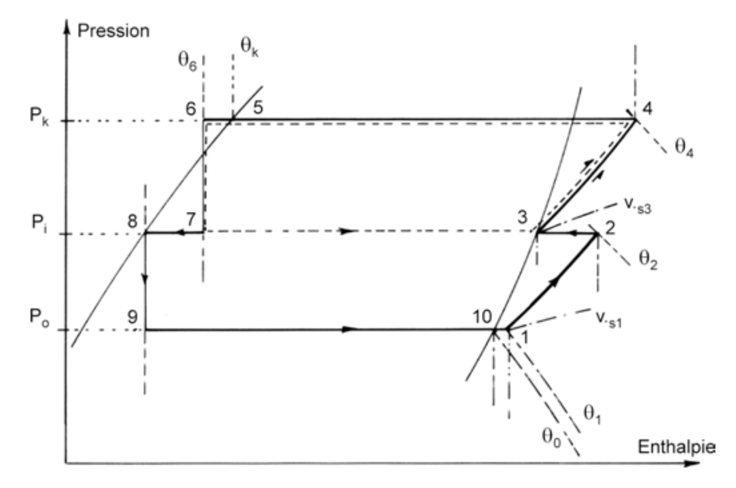


Figure 4.2 – Représentation du cycle de fonctionnement de la machine à compression biétagée de la figure 4.1 sur un diagramme enthalpique.

Sur la figure 4.2, l'évolution du fluide frigorigène dans l'étage haute pression correspond aux repères 3-4-5-6-7-3 et, dans l'étage basse pression, aux repères 8-9-10-1-2.

4.3 Détermination de la pression intermédiaire

Dans la mesure où l'on recherche des compresseurs de cylindrées minimales, la pression intermédiaire P_i doit permettre d'obtenir deux taux de compression égaux.

La formule utilisée est alors la suivante :

$$P_i = \sqrt{HP \times BP}$$

Les pressions sont en pressions absolues.

Dans l'exemple ci-dessus, les pressions étant respectivement 15 et 1 bars absolus, la pression intermédiaire serait donc :

$$P_i = \sqrt{15 \times 1} = 3{,}87 \text{ bars abs.}$$

Par souci de simplification, dans l'exemple précédent nous avons pris une pression intermédiaire de 4 bars absolus.
Dans le cas de l'ammoniac, la pression intermédiaire prend la valeur suivante :

$$P_i = \sqrt{\text{HP} \times \text{BP}} + 0{,}35$$

Lorsque la priorité est donnée à la consommation électrique, il est possible, par approches successives, de connaître la pression intermédiaire qui permet la puissance minimale des moteurs.
Il est également possible de rechercher la pression intermédiaire conduisant à une température de fin de compression de l'étage haute pression modérée, évitant ainsi la décomposition chimique de l'huile et du fluide frigorigène et permettant une bonne tenue mécanique du compresseur.
Dans la pratique, c'est la cylindrée ou la puissance absorbée minimale qui sont généralement recherchées.
La compression biétagée peut être réalisée par deux compresseurs indépendants. Cette solution est coûteuse mais présente beaucoup de souplesse quant au choix de la pression intermédiaire.
Des machines biétagées monobloc existent ; on parle alors souvent de compresseur « compound ».

4.4 Exemple de machines biétagées disponibles

Un fabricant propose les variantes suivantes (tableau 4.1) :

Tableau 4.1

Nombre total de cylindres	Cylindres HP	Cylindres BP
4	2	2
6	2	4
8	2	6

On a donc le choix ici entre trois pressions intermédiaires.
Il existe aussi des compresseurs à vis à compression étagée (figure 4.3 et tableau 4.2) ; il s'agit alors de deux compresseurs à vis contenus par un même carter et entraînés par un seul moteur.

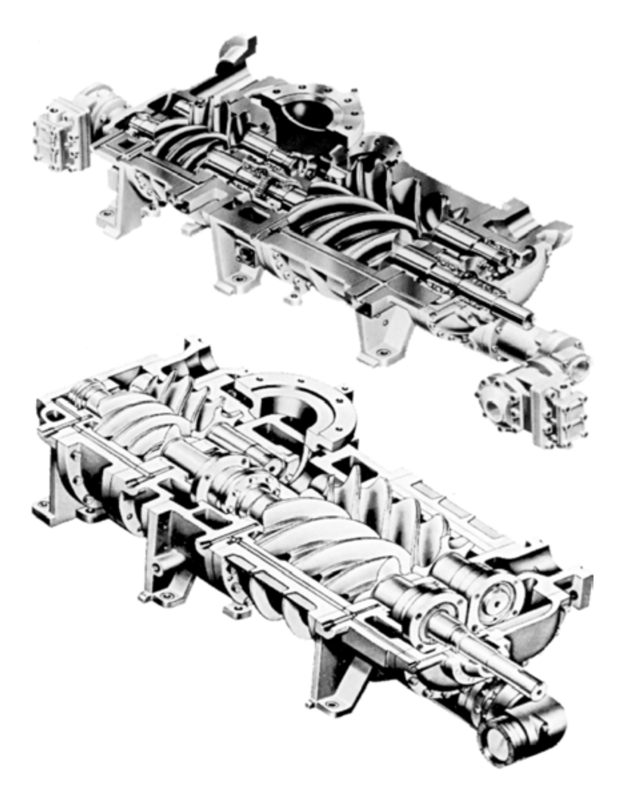


Figure 4.3 – Exemples de compresseurs à vis biétagé (doc. Mycom).

Tableau 4.2 – Exemple de cylindrées disponibles pour un compresseur Mycom à vis à double étage.

Modèle	Vitesse (rpm)	Volume balayé étage BP ($m^3.h^{-1}$)	Volume balayé étage HP ($m^3.h^{-1}$)	Puissance frigorifique (kW)	Puissance absorbée (kW)	COP
2016 SSC	2 950	810	415	157	102	1,54
2016 MSC	2 950	1 020	415	194	118	1,64
2016 LSC	2 950	1 210	415	230	135	1,7

Ces performances sont garanties aux conditions suivantes : fluide frigorigène NH_3 ; $\theta_0 = -40$ °C ; $\theta_k = +35$ °C.

5 • COMPRESSEURS INDUSTRIELS À PISTONS MONOÉTAGÉS

5.1 Principales caractéristiques des compresseurs à pistons monoétagés

La lubrification se fait exclusivement à partir de pompes à huile.

La conversion de la rotation en va-et-vient se fait exclusivement à partir d'un vilebrequin.

Les clapets sont de type annulaire.

Le chauffage de l'huile à l'arrêt est systématique.

La plupart de ces machines permettent le démarrage à vide.

Ces machines permettent un fonctionnement à puissance variable.

Les niveaux d'huile sont contrôlés à partir de régulateurs spécifiques.

Ces compresseurs sont pourvus de dispositifs anti-coup de liquide consistant en un ressort disposé entre la culasse et les blocs clapets HP.

Des soupapes de sécurité internes permettent d'éviter des hautes pressions dangereuses.

Les pistons sont pourvus de segments d'étanchéité et de segments racleurs d'huile.

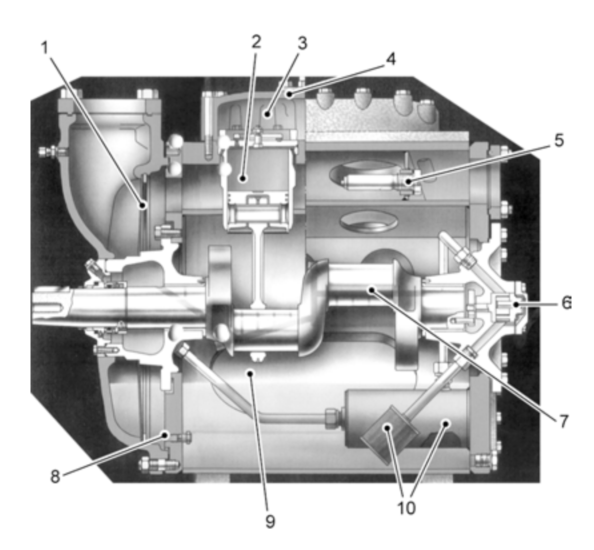


Figure 5.1 – Vue en coupe d'un compresseur industriel de type ouvert (doc. Grasso).

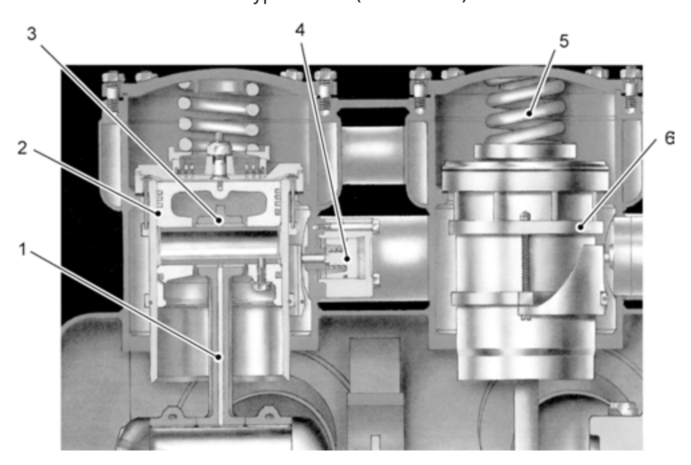


Figure 5.2 – Vue en coupe partielle « culasse-cylindres » (doc. Grasso).

◄ **Figure 5.1** – Vue en coupe d'un compresseur industriel de type ouvert (doc. Grasso).

1 : filtre d'aspiration ; **2** : cylindres chemisés ; **3** : chambre haute pression comportant une sécurité contre les coups de liquide (il s'agit d'un ressort disposé entre le bloc clapet haute pression et la culasse) ; **4** : culasse ; **5** : soupape de sécurité permettant le bipassage de la HP vers la BP en cas de haute pression excessive ; **6** : pompe à huile ; **7** : vilebrequin ; **8** : retour d'huile vers le carter à partir d'un clapet anti-retour ; **9** : plaque d'accès permettant des interventions mécaniques ; **10** : filtres d'aspiration et de refoulement de l'huile.

◄ **Figure 5.2** – Vue en coupe partielle « culasse-cylindres » (doc. Grasso).

1 : bielle avec canal de lubrification ; **2** : segment racleur d'huile ; **3** : artifice permettant le démontage « piston et bielle » sans démontage de la chemise ; **4** : dispositif lève-soupape à commande hydraulique permettant un démarrage à vide ; **5** : sécurité contre les coups de liquide ; **6** : dispositif lève-soupape.

5.2 Réduction de puissance

Les moyens permettant d'adapter la puissance frigorifique aux besoins sont nombreux.
Lorsqu'on utilise des centrales à plusieurs compresseurs, il est possible de fonctionner avec un nombre de compresseurs variable.
Le volume balayé horaire d'un compresseur à pistons est donné par la formule suivante :

$$V_b = \frac{\pi D^2}{4} C\ n\ N \times 60$$

avec V_b le volume balayé en $m^3.h^{-1}$, C la course en m, n la vitesse de rotation en $tr.min^{-1}$, N le nombre de cylindres.
Sur un compresseur, il est donc possible d'agir sur le nombre de cylindres et sur la vitesse.
Sur la figure 5.3, à la basse pression $\mathbf{pe_1}$, il y a enclenchement du compresseur **1**. À la basse pression $\mathbf{pe_2}$, il y a enclenchement du compresseur **2**, et à la basse pression $\mathbf{pe_3}$, les trois compresseurs fonctionnent. La basse pression diminuant, il y a déclenchement en cascade des compresseurs.

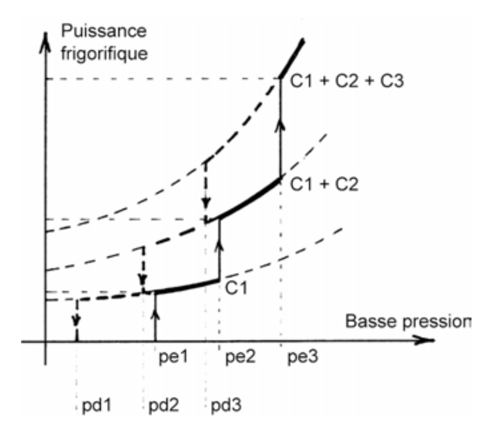


Figure 5.3 – Abaque représentant la variation de la puissance frigorifique en fonction de la basse pression et du nombre de compresseurs (ou de cylindres).

La vitesse de rotation variable est un autre moyen efficace permettant d'ajuster la puissance frigorifique des compresseurs aux besoins.
Les dispositifs de réduction de puissance peuvent être à commande électrique ou hydraulique (l'huile de lubrification) ; la commande des dispositifs de réduction de puissance à partir du fluide frigorigène haute pression est aussi possible.

Remarque sur la maintenance des compresseurs de type ouvert

Le principal point faible de ces machines réside dans la garniture d'étanchéité.
Dès l'apparition de traces d'huile sous la garniture, il est nécessaire de la remplacer.
Une fuite importante au niveau de la garniture conduit à une perte de fluide frigorigène ainsi qu'à une perte d'huile pouvant entraîner la casse du compresseur.

La figure 5.4 représente le cylindre hors-service : la partie inférieure du servo-piston ne reçoit pas la pression d'huile, le clapet annulaire BP est donc bloqué en position haute.

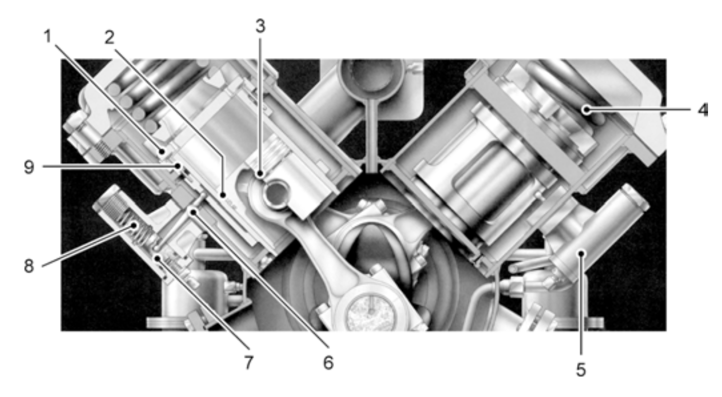


Figure 5.4 – Exemple de dispositif à commande hydraulique (doc. Grasso).

1 : clapet annulaire BP ; **2** : segment d'étanchéité ; **3** : segment racleur d'huile ; **4** : ressort permettant la levée du dispositif « clapet HP » en cas de coup de liquide ; **5** : vue extérieure du dispositif de réduction de puissance ; **6** : biellette permettant la commande du dispositif de blocage du clapet annulaire BP ; **7** : servopiston ; **8** : ressort antagoniste à la pression d'huile ; **9** : entretoise permettant le blocage du clapet.

Sur la figure 5.5, le fluide haute pression s'exerce sur le piston réducteur, l'ensemble du mécanisme « réduction de puissance » translate à droite, l'orifice d'aspiration est libéré : le cylindre est actif.

La bobine de l'électrovanne de réduction de puissance est alors sous tension.

Sur la figure 5.6, la bobine de l'électrovanne de réduction de puissance est hors tension ; c'est la basse pression qui s'exerce sur le piston du réducteur, l'ensemble du mécanisme « réduction de puissance » est poussé à gauche par le ressort : l'orifice d'aspiration de la basse pression est obturé. Le cylindre est alors hors-service.

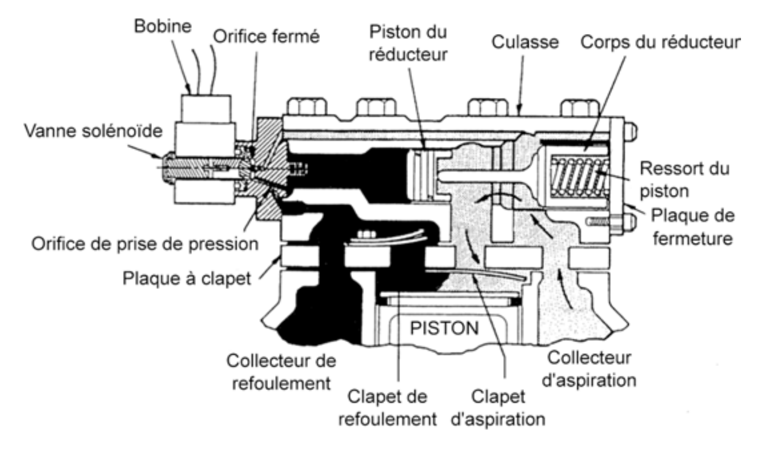


Figure 5.5 – Exemple de dispositif de réduction de puissance à partir du fluide frigorigène haute pression comme fluide moteur. Cylindre représenté en service.

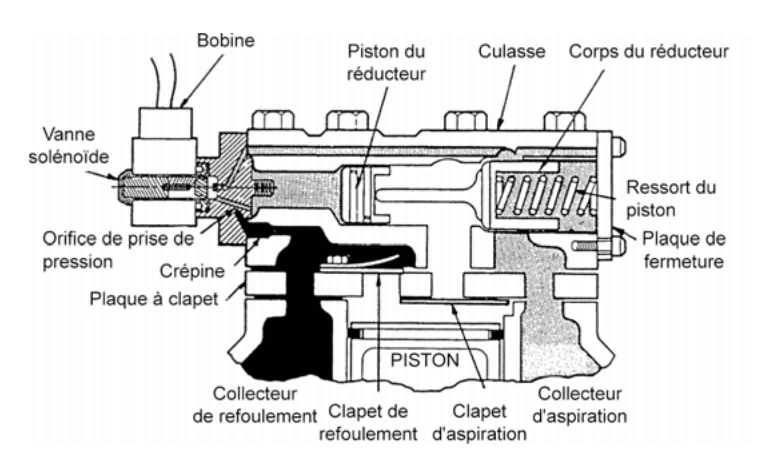


Figure 5.6 – Cylindre représenté hors-service (doc. Carrier).

5.3 Lubrification

5.3.1 Généralités

Mécanique correctement lubrifiée

Le film d'huile entre le palier et l'arbre empêche le contact entre les métaux (figure 5.7).

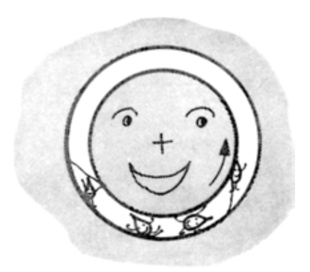


Figure 5.7

Défaut de lubrification

Le manque d'huile ou une dilution excessive de fluide frigorigène dans l'huile entraîne un contact direct entre l'arbre et le palier. Il en découle un échauffement puis un arrachement de métal : c'est le *grippage* (figure 5.8).



Figure 5.8

L'huile n'est en fait utile que dans le compresseur. À l'extérieur du compresseur, son rôle est néfaste : dans les échangeurs, en particulier, elle réduit les échanges thermiques.
Dans le compresseur, son rôle est multiple :

– Elle empêche le grippage.
– Elle sert souvent de fluide moteur pour actionner les réductions de puissance.
– Elle contribue à améliorer l'étanchéité du carter.
– Elle favorise le refroidissement.

Il importe donc de limiter autant que faire se peut la migration de l'huile en dehors du compresseur.

■ L'huile dans le compresseur

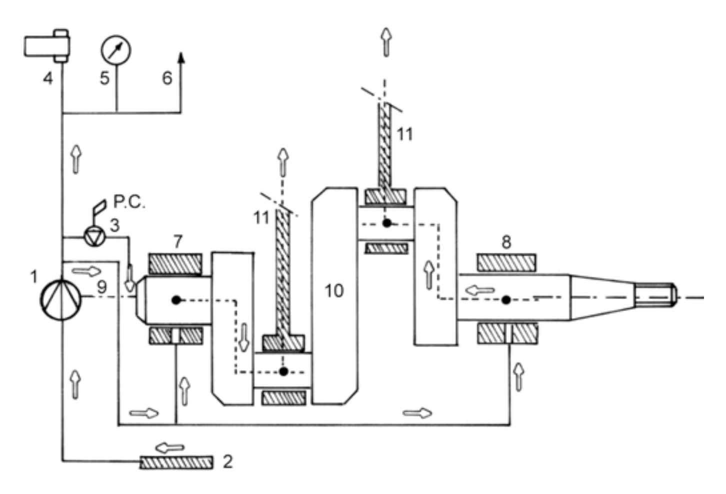


Figure 5.9 – Schéma de principe illustrant le cheminement de l'huile dans un compresseur à piston.

1 : pompe à huile ; **2** : filtre d'aspiration de l'huile ; **3** : soupape de décharge garantissant une pression d'huile maximale au refoulement de la pompe à huile ; **4** : pressostat différentiel d'huile ; **5** : manomètre d'huile ; **6** : départ de l'huile vers les dispositifs de réduction de puissance ; **7** : palier avant ; **8** : palier arrière ; **9** : dispositif d'entraînement de la pompe à huile ; **10** : vilebrequin ; **11** : bielles avec canal central permettant l'admission de l'huile aux axes de piston.

5.3.2 Système de contrôle d'huile

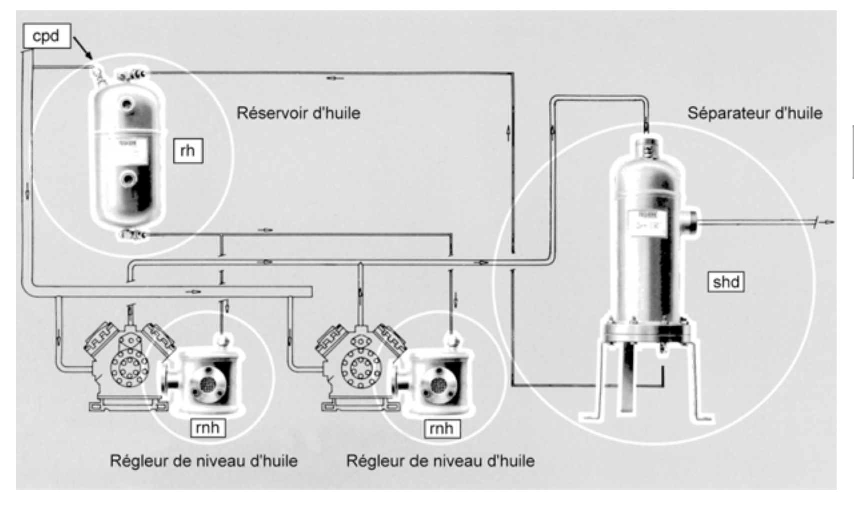


Figure 5.10 – Système de contrôle d'huile (doc. Friga Bohn).

Sur la figure 5.10, les compresseurs refoulent le fluide frigorigène riche en huile vers le séparateur d'huile (**shd**) ; l'huile piégée dans le séparateur est acheminée vers un réservoir d'huile (**rh**). Chaque compresseur est équipé d'un régleur de niveau d'huile (**rnh**).

Le réservoir d'huile est raccordé à la basse pression à partir d'un clapet différentiel (**cpd**).

Si le réservoir d'huile est maintenu à la haute pression, l'huile reste riche en fluide frigorigène ; lors d'injection dans le carter, il se produit alors généralement une émulsion très néfaste à la tenue du compresseur.

Le raccordement du réservoir à la basse pression permet le dégazage de l'huile.

Si le réservoir d'huile est à une hauteur suffisante par rapport aux compresseurs (au minimum 5 m), le raccordement direct à la basse pression est possible.

Lorsque la hauteur entre le réservoir d'huile et les carters est faible, il convient de disposer un clapet différentiel sur la conduite de raccordement du réservoir à la basse pression. Ce clapet est généralement taré à 1,5 bar et peut être réglable ;

il garantit donc une pression différentielle entre la bouteille de réserve d'huile et la basse pression de 1,5 bar.

■ Réservoir d'huile

Le réservoir d'huile (figure 5.11) comporte un voyant haut et un voyant bas permettant d'apprécier les niveaux minimal et maximal et ainsi de déceler un défaut éventuel du circuit de lubrification.



Figure 5.11 – Réservoir d'huile.

■ Régleur de niveau d'huile

Le régleur de niveau d'huile (figure 5.12) permet de garantir un niveau d'huile optimal dans chaque carter.





Figure 5.12 – Régleur de niveau d'huile.

5.3.3 Pompes à huile

Les pompes à huile sont de type volumétrique.
Grâce à l'artifice de la lunule, le sens de l'écoulement de l'huile n'est pas affecté par le sens de rotation (figure 5.13).

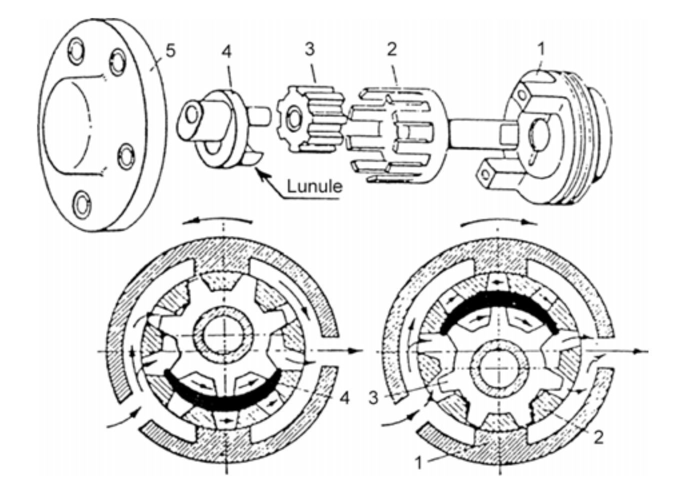


Figure 5.13 – Schéma de principe d'une pompe à huile.

1 : corps d'assemblage ; **2** : roue à dentures internes ; **3** : pignon à dentures externes ; **4** : excentrique à lunule support de pignon ; **5** : couvercle de fermeture.

La pression de refoulement de ces pompes varie généralement entre 3 et 5 bars au-dessus de la basse pression.

5.3.4 Pressostats différentiels d'huile

Le pressostat différentiel d'huile est raccordé à la pompe à huile (soufflet du bas) et à la basse pression (soufflet du haut) (figure 5.14).
La figure 5.15 représente le schéma de raccordement électrique d'un pressostat différentiel d'huile. En marche normale, le contact **c** est établi entre **1** et **3** et le contact **d** est établi entre **1** et **2**.
En fonctionnement, lors d'un manque de pression d'huile, le contact **c** s'établit entre **1** et **2**, les résistances **R** sont alimentées ; si la durée du défaut dépasse la temporisation du pressostat, le bilame pousse le contact **d** vers le haut : il y a mise à l'arrêt du compresseur et alimentation d'une alarme sonore ou visuelle. Le contact **d** est à réarmement manuel : en cas de défaut d'huile, l'intervention d'un technicien est donc nécessaire.

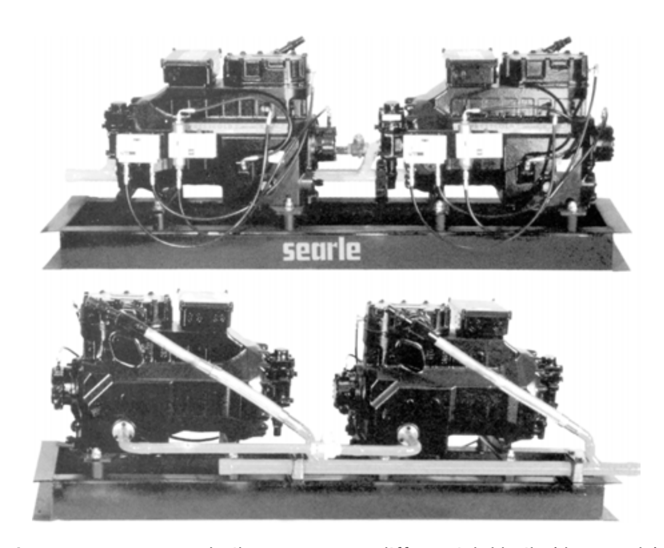


Figure 5.14 – Pompe à huile et pressostat différentiel d'huile (doc. Searle).

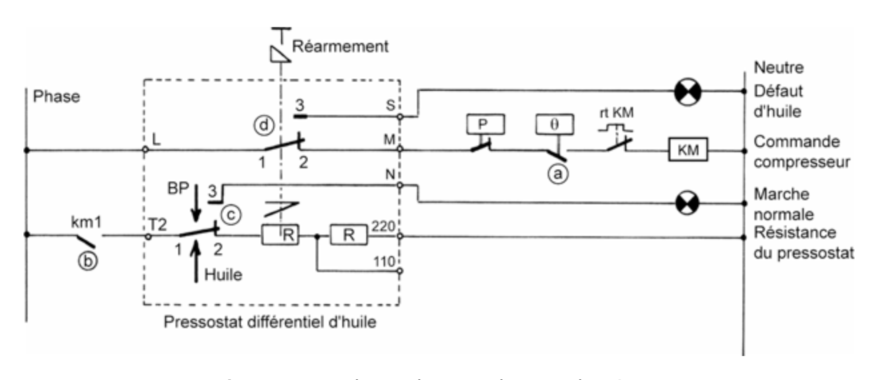


Figure 5.15 – Schéma de raccordement électrique d'un pressostat différentiel d'huile.

6 • COMPRESSEURS À VIS

Les compresseurs à vis sont des machines de type volumétrique à fonctionnement rotatif.

■ Avantages

– Le nombre de pièces en mouvement est réduit.
– Leur poids est faible comparativement aux compresseurs à pistons (pour le même volume engendré).
– Ces machines fonctionnent sans clapet.
– Ces machines se prêtent bien à la réduction de puissance et au démarrage à vide.
– Leur encombrement est réduit.
– Les vibrations produites sont généralement plus faibles que celles générées par les compresseurs à pistons.
– Le rendement volumétrique des compresseurs à vis est élevé.
– Ils se prêtent mieux aux taux de compression élevés que les compresseurs à pistons.
– Ils permettent des pressions intermédiaires sans complication technologique.
– Ils permettent des puissances frigorifiques unitaires importantes.

■ Inconvénients

– L'intervention sur la mécanique de ces machines demande un personnel très spécialisé.
– Leur fonctionnement demande beaucoup d'huile, ce qui induit un séparateur d'huile très efficace sur le refoulement.
– Leur sens de rotation doit être rigoureusement respecté.

– Leur niveau de puissance acoustique est souvent défavorable en ce qui concerne les grosses machines (volume engendré supérieur ou égal à 1 000 $m^3.h^{-1}$). Leur spectre de puissance acoustique fait apparaître un niveau de gêne prépondérant dans les hautes fréquences, lesquelles sont les plus faciles à traiter. Des capotages acoustiques spécifiques permettent d'atténuer efficacement le niveau de pression acoustique. En ce qui concerne les machines de volume engendré faible ou moyen, le niveau de puissance acoustique est généralement très acceptable, voire faible.
– Ces machines sont sélectionnées pour des conditions de marche précises : en dehors de ces conditions de marche, leur rendement est dégradé (sauf avec les compresseurs à volume index V_i variable [voir § 6.9]).

6.1 Comportement des compresseurs à vis comparativement aux compresseurs à pistons

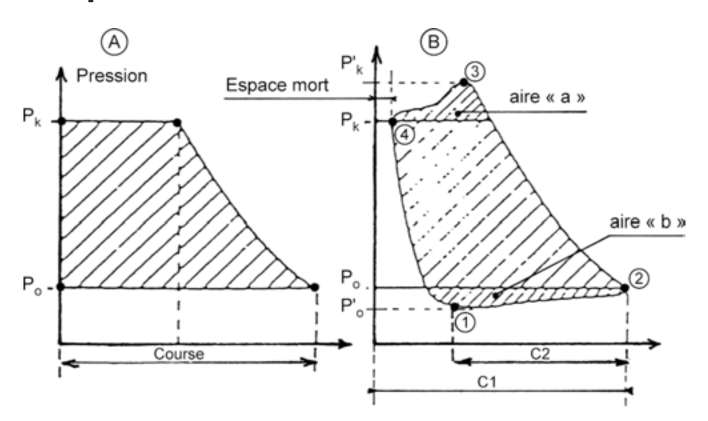


Figure 6.1 – Diagramme de Clapeyron (A) d'un compresseur à piston parfait et (B) d'un compresseur à piston réel.

C_1 : course totale ; **C_2** : course utile ; **P_0** : basse pression (BP) ; **P_0'** : pression dans le cylindre à l'instant de l'ouverture du clapet BP ; **P_k** : pression de condensation (HP) ; **P_k'** : pression dans le cylindre à l'instant de l'ouverture du clapet HP ; **1** : ouverture du clapet BP ; **2** : point mort bas ; **3** : ouverture du clapet HP ; **4** : point mort haut.

Sur la figure 6.1, l'aire **a** représente la perte d'énergie lors du refoulement liée au laminage de l'orifice réduit du bloc clapet ainsi qu'à l'effet de collage du clapet lié à l'huile.
L'aire **b** représente la perte d'énergie lors de l'aspiration liée au laminage de l'orifice réduit du bloc clapet ainsi qu'à l'effet de collage du clapet lié à l'huile.
Les compresseurs à vis n'ayant pas de clapet, les aires « pénalisantes » **a** et **b** disparaissent ; il en va de même de l'espace mort.
Les principaux défauts inhérents aux compresseurs à pistons disparaissent avec les compresseurs à vis.

6.2 Principe de fonctionnement des compresseurs à vis

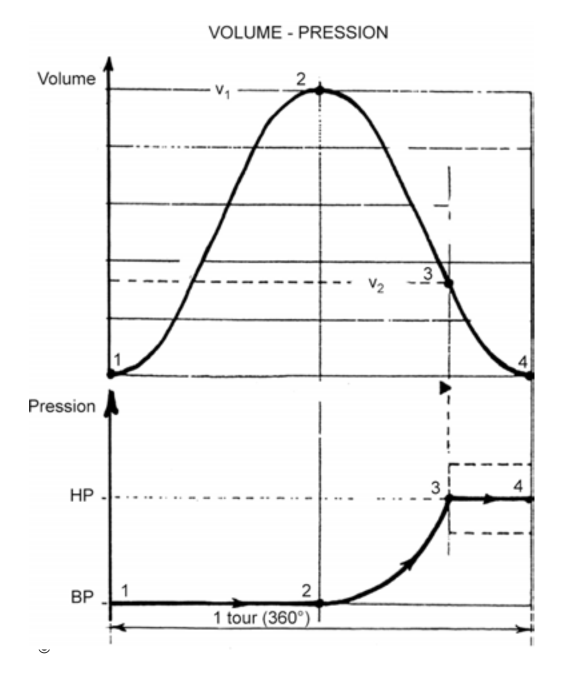


Figure 6.2 – Principe de fonctionnement des compresseurs à vis.

1-2 : phase d'aspiration ;
2 : le volume interlobaire est isolé de l'aspiration ;
2-3 : phase de compression ;
3 : mise en communication du volume interlobaire (à la HP) avec la conduite de refoulement ;
3-4 : refoulement ;
V_1 : volume interlobaire en fin de phase d'aspiration ;
V_2 : volume interlobaire en fin de phase de compression.

Le rapport V_1/V_2 caractérise le V_i du compresseur (voir § 6.9).

6.3 Rendement volumétrique des compresseurs à vis

Le rendement volumétrique d'un compresseur est le rapport entre le volume aspiré et le volume balayé. Du fait de l'absence d'espace mort, les compresseurs à vis ont de bons rendements volumétriques.
Les fabricants donnent ces rendements à partir de tableaux ou d'abaques.

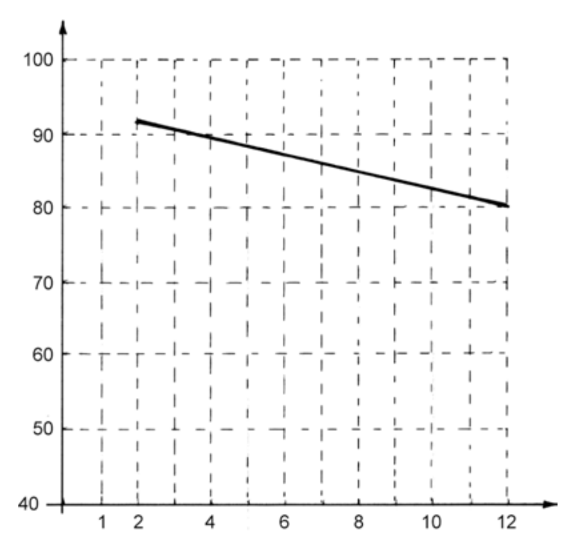


Figure 6.3 – Exemple d'abaque correspondant à un compresseur donné.

Le compresseur de la figure 6.3 a un rendement volumétrique de 80 % pour un taux de compression de 12.
Le rendement volumétrique des compresseurs à vis se dégrade avec le taux de compression, à cause de l'accroissement du reflux de gaz du refoulement vers l'aspiration.

Aux mêmes conditions de fonctionnement, le rendement volumétrique d'un compresseur à piston serait le suivant :

$$\eta_{vol} = 1 - (0{,}05\tau) = 1 - (0{,}05 \times 12) = 0{,}40$$

Il convient de noter que la relation ci-dessus est très approximative, ce rendement volumétrique variant d'un fabricant à l'autre pour les mêmes conditions de marche.

Les compresseurs à vis permettent donc d'obtenir des taux de compression plus importants. L'amélioration des taux de compression est également rendue possible grâce à l'huile, qui réduit l'échauffement des gaz comprimés.

6.4 Compresseurs monovis

Ces compresseurs se composent d'un rotor cylindrique entraînant rainuré hélicoïdalement et de deux satellites entraînés (figure 6.4). Le tout est logé dans un carter avec un très faible jeu.

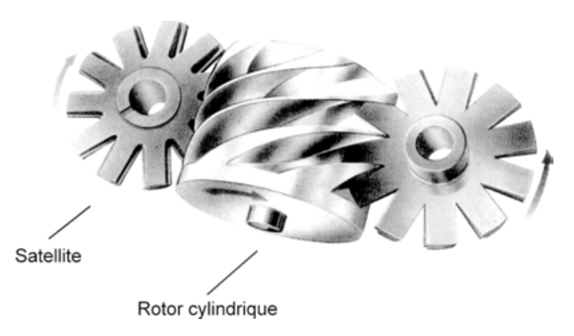


Figure 6.4 – Compresseur monovis (doc. Grasso).

La figure 6.5 donne le principe de fonctionnement du compresseur monovis :

1. Phase d'aspiration : le fluide frigorigène remplit les rainures du rotor.

2. Phase de compression : au fur et à mesure de la rotation, le fluide est emprisonné entre les rainures du rotor et les dents du satellite, le volume diminue et la pression augmente.

1. Aspiration
Le gaz remplit les rainures du rotor avant qu'elles ne s'engrènent avec les dents du satellite A.

2. Compression
Au fur et à mesure de la rotation, le gaz est retenu prisonnier dans l'espace entre les rainures du rotor, le carter et les dents du satellite. Au fur et à mesure que le rotor tourne, le volume dans ses rainures diminue et le gaz est comprimé.

3. Refoulement
Lorsque le point de compression maximal est atteint, une lumière d'échappement s'ouvre et tout le gaz est expulsé des rainures du rotor.

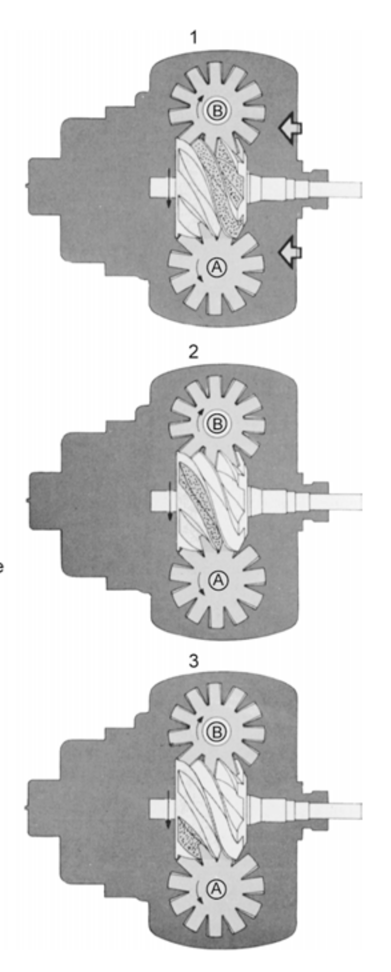


Figure 6.5 – Principe de fonctionnement du compresseur monovis (doc. Hallscrew).

3. Phase de refoulement : il y a mise en communication du fluide comprimé avec la conduite de refoulement. Le fluide frigorigène est d'abord déshuilé puis acheminé vers le condenseur.
L'explication ci-dessus correspond au satellite **A**. Le même processus se produit avec le satellite **B**.
Il en résulte un excellent équilibrage des forces radiales qui justifie une mécanique plus légère que celle des compresseurs bivis.

Remarque

Il existe aussi des compresseurs monovis à un seul satellite (APV).

6.5 Compresseurs bivis

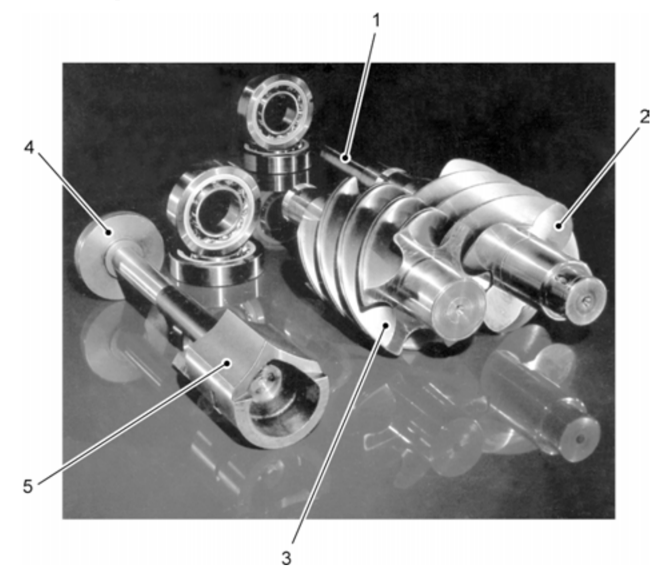


Figure 6.6 – Vue éclatée d'un compresseur bivis.

1 : arbre d'entraînement du rotor mâle ; **2** : rotor mâle ; **3** : rotor femelle ; **4** : piston de commande du tiroir de régulation de puissance ; **5** : tiroir permettant la réduction de puissance.

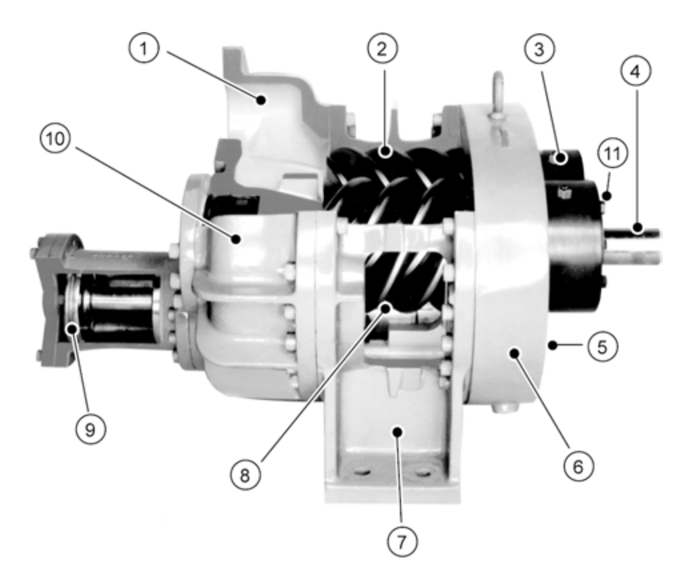


Figure 6.7 – Vue en coupe partielle d'un compresseur bivis (doc. Dunham-Bush).

1 : orifice d'aspiration ; **2** : rotors appairés ; **3** : paliers de butée ; **4** : arbre d'entraînement du rotor mâle ; **5** : orifice de refoulement ; **6** : flasque du carter de refoulement ; **7** : carter des rotors ; **8** : vanne à tiroir ; **9** : piston de commande de la régulation de puissance ; **10** : carter d'aspiration ; **11** : garniture d'étanchéité.

6.6 Réduction de puissance des compresseurs à vis

L'ajustement de la puissance frigorifique aux besoins instantanés peut se faire par l'enclenchement en cascade de compresseurs en parallèle. Elle peut aussi se faire par variation de la vitesse de rotation. Cette deuxième option a l'avantage de maintenir le rendement isentropique à une valeur correcte.

Par ailleurs, la puissance frigorifique peut être adaptée aux besoins grâce à une spécificité des compresseurs à vis.
Le début de la compression peut en effet être retardé à partir de la translation d'un tiroir. Ce dispositif de réduction de puissance utilise l'huile comme fluide moteur. Cette réduction de puissance peut être étagée ou progressive.
Sur la figure 6.8, le point **2** correspondant au début de la compression peut être retardé (donc décalé à droite).

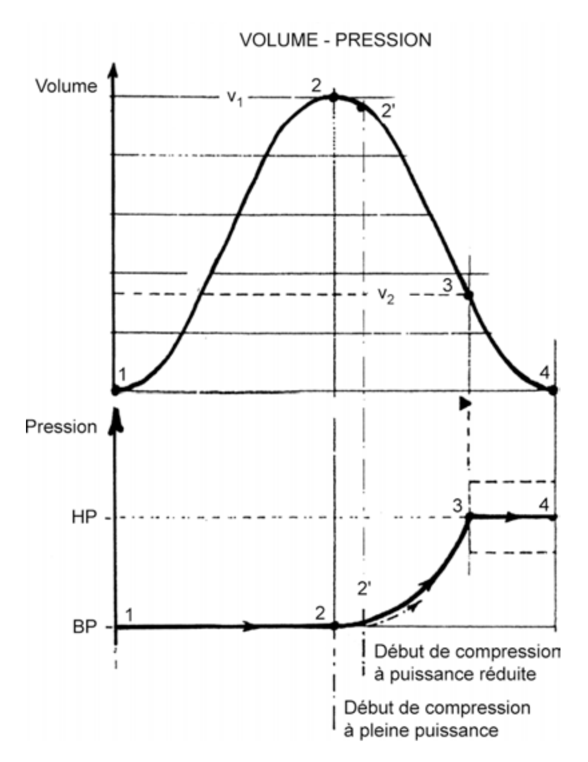


Figure 6.8 – Essai de concrétisation de la réduction de puissance.

La figure 6.9 décrit une réduction de puissance étagée. La réduction de puissance est assurée par le tiroir **7**, lequel permet ou non le retour du fluide frigorigène en début de compression vers la BP. Quand le tiroir est poussé à gauche par le piston **4**, le compresseur fonctionne à pleine puissance.

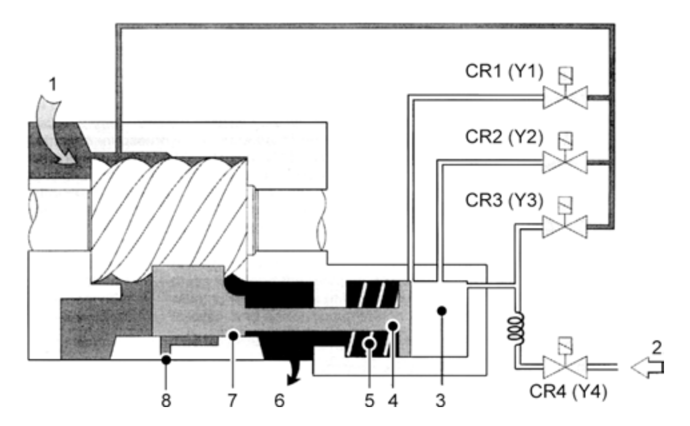


Figure 6.9 – Réduction de puissance étagée (doc. Bitzer).

1 : gaz aspiré ; **2** : pression d'huile ; **3** : chambre de pression ; **4** : piston hydraulique ; **5** : ressort ; **6** : gaz de refoulement ; **7** : tiroir de régulation ; **8** : orifice de l'économiseur.

Démarrage du compresseur :

– À l'arrêt du compresseur, la vanne magnétique **CR3** est ouverte. La pression dans le cylindre hydraulique est totalement évacuée. Le ressort **5** pousse le tiroir **7** à l'extrémité du côté du refoulement.
– À l'enclenchement, le compresseur démarre à vide. La vanne **CR4** est ensuite alimentée. Le tiroir est alors poussé vers le côté aspiration (à gauche sur la figure 6.9).

L'adaptation de la puissance frigorifique du compresseur à vis aux besoins est réalisée à partir des enclenchements ou déclenchements appropriés des électrovannes CR1 (Y1) et CR2 (Y2).
La figure 6.10 indique la disposition des électrovannes.

Tableau 6.1 – État des électrovannes aux différentes conditions de marche (voir figure 6.9).

Puissance frigorifique	Y1	Y2	Y3	Y4
maximale	0	0	0	1
75 %	1	0	0	1
50 %	1	1	0	1
25 %	1	1	1	1

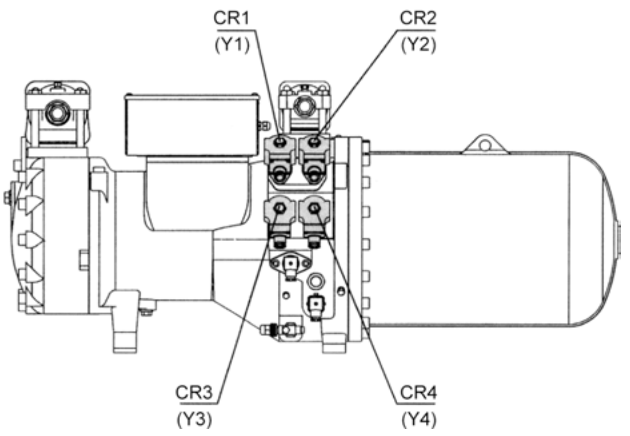


Figure 6.10 – Disposition des électrovannes (doc. Bitzer).

■ Compresseurs bivis

La figure 6.11 permet de visualiser la réduction de puissance d'un compresseur bivis à partir d'un tiroir :

– en **A**, marche à pleine puissance, début de la compression à **V1a** ;

– en **B**, marche à puissance réduite, début de la compression à **V1b** (faible réduction de puissance) ;
– en **C**, marche à puissance réduite, début de la compression à **V1c** (importante réduction de puissance).

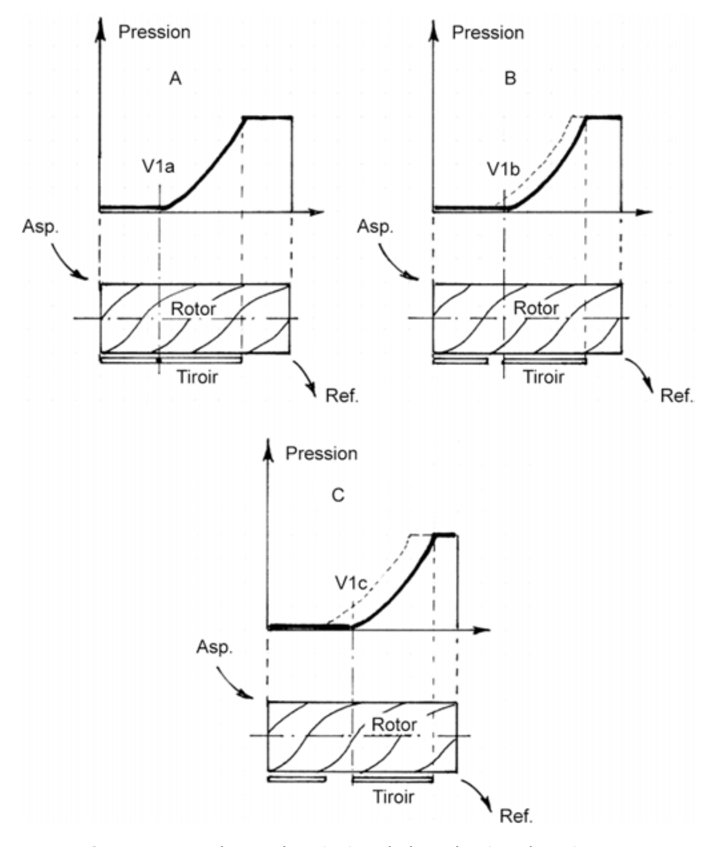


Figure 6.11 – Schéma de principe de la réduction de puissance d'un compresseur bivis à partir d'un tiroir.

Le tiroir de réduction de puissance modifie dans le même temps l'orifice de refoulement ; il doit alors en découler un V_i optimal évitant au maximum les pertes d'énergie par surpression ou sous-pression lors de la mise en communication du volume interlobaire en fin de compression avec la haute pression de l'installation.

Compresseurs monovis

Comme pour les compresseurs bivis, la réduction de la puissance des compresseurs monovis s'effectue à partir du retour du fluide frigorigène en début de compression vers la basse pression (figure 6.12).



Figure 6.12 – Réduction de puissance des compresseurs monovis (doc. Grasso).

Ce retour de fluide frigorigène vers la basse pression s'obtient en laissant communiquer la rainure – après son obturation par une dent d'un satellite – avec la chambre d'aspiration, par l'intermédiaire d'un orifice de retour variable.

6.7 Suralimentation des compresseurs à vis

Les compresseurs à vis permettent d'obtenir facilement une pression intermédiaire. Un orifice d'aspiration réalisé dans le carter au niveau de la phase de compression permet d'accéder à cette pression intermédiaire.
Le coût du compresseur n'est donc pratiquement pas affecté par cette possibilité.

Cette pression intermédiaire peut permettre le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide.

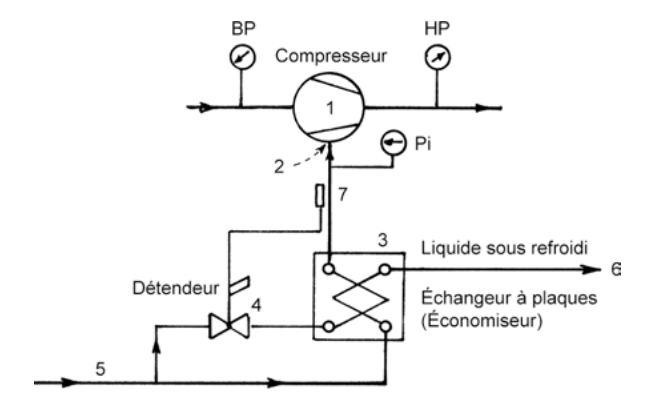


Figure 6.13 – Schéma de principe d'un compresseur suralimenté raccordé à un échangeur à plaques permettant le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide.

1 : compresseur à vis avec suralimentation ; **2** : orifice de suralimentation ; **3** : échangeur à plaques ; **4** : détendeur thermostatique permettant l'alimentation « sèche » de l'échangeur à plaques ; **5** : liquide provenant de la bouteille de réserve liquide ; **6** : liquide sous-refroidi ; **7** : bulbe du détendeur permettant le contrôle de la surchauffe.

Remarques sur la suralimentation des compresseurs à vis

La suralimentation permet d'améliorer très sensiblement le cycle de fonctionnement de la machine.
Lors d'un projet, il n'est pas rare que le choix d'un compresseur suralimenté permette de sélectionner un compresseur de volume engendré plus faible. Le gain financier qui en résulte permet de compenser le surcoût généré par l'économiseur et ses accessoires. Le COP de l'installation sera dans tous les cas amélioré.
Lors d'une étude, le choix de la suralimentation devrait être presque systématiquement envisagé. En basse température, il s'impose pratiquement.

La technologie présentée figure 6.14 permet d'améliorer très sensiblement les performances de la machine, et ce, d'autant plus que la pression de condensation est éloignée de la pression d'évaporation (voir chapitre 4).

Figure 6.14 – Schéma de principe d'une installation de type industriel avec compresseur à vis suralimenté.

a : compresseur à vis avec suralimentation ; **b** : condenseur ; **c** : réservoir de liquide haute pression ; **d** : électrovanne d'admission de fluide frigorigène ; **e** : régleur manuel ; **f** : bouteille moyenne pression permettant le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide (cette bouteille est souvent appelée économiseur) ; **g** : régulateur de niveau ; **h** : orifice de suralimentation ; **i** : électrovanne d'alimentation en liquide de la bouteille BP ; **j** : régleur manuel ; **k** : bouteille séparatrice BP ; **l** : contrôleur de niveau ; **m** : évaporateur.

La figure 6.15 donne le cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique. L'évolution du fluide frigorigène servant au sous-refroidissement du fluide liquide dans la bouteille intermédiaire est représentée en pointillés.

Remarque

Dans le cas des compresseurs à vis, la pression intermédiaire est souvent plus proche de la basse pression.

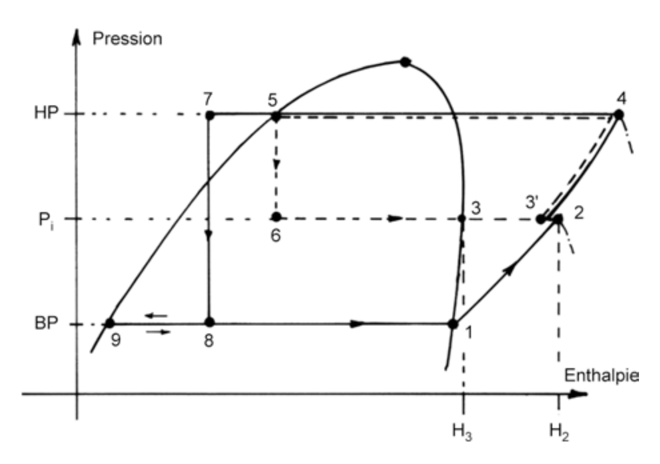


Figure 6.15 – Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique.

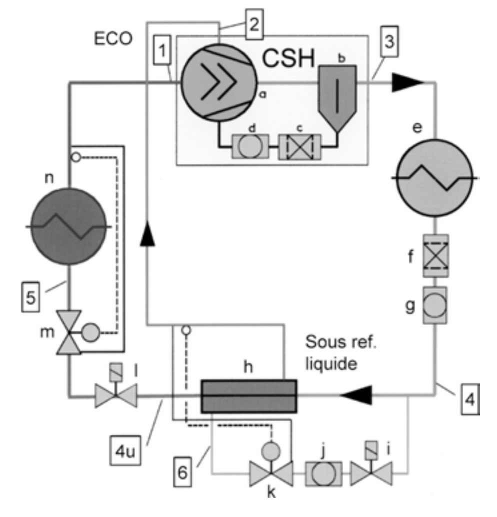


Figure 6.16 – Schéma pédagogique d'une installation équipée d'un compresseur à vis avec suralimentation (doc. Bitzer).

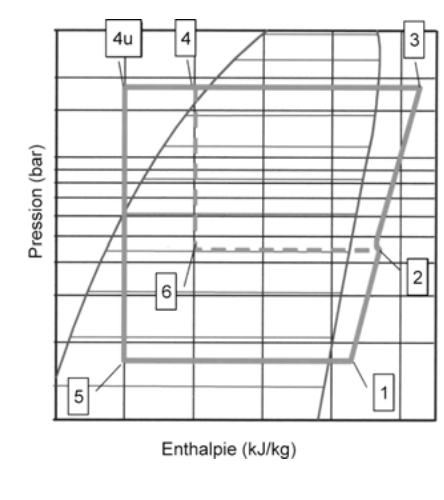


Figure 6.17 – Tracé du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique de l'installation de la figure 6.16 (doc. Bitzer).

Remarques sur le point de mélange 3′ (figure 6.15)

Le débit massique à la pression intermédiaire nécessaire au sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide (5 à 7) est faible en regard du débit massique total. Le point figuratif 3′ résultant du mélange des fluides 2 et 3 est donc proche du point 2.
Calcul du point figuratif d'un mélange (en se référant aux repères ci-dessus) :

$$\text{enthalpie } 3' = \frac{(q_{m2} \times H_2) + (q_{m3} \times H_3)}{q_{m\ \text{total}}}$$

avec q_m le débit massique et H l'enthalpie.

◄ **Figure 6.16** – Schéma pédagogique d'une installation équipée d'un compresseur à vis avec suralimentation (doc. Bitzer).

a : compresseur à vis avec suralimentation ; **b** : séparateur d'huile ; **c** : filtre ; **d** : voyant ; **e** : condenseur ; **f** : filtre déshydrateur ; **g** : voyant ; **h** : évaporateur permettant le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide (cet échangeur est souvent appelé économiseur) ; **i** : électrovanne liquide ; **j** : voyant ; **k** : détendeur thermostatique à pression externe permettant l'alimentation de l'économiseur ; **l** : électrovanne liquide ; **m** : détendeur thermostatique à pression externe ; **n** : évaporateur refroidisseur de liquide.

6.8 Fonctionnement d'un compresseur à vis en dehors des conditions normales de marche

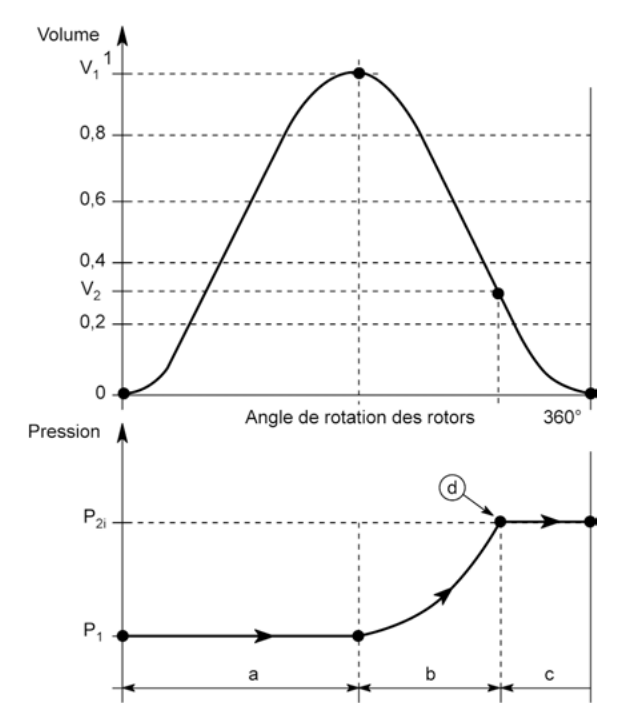


Figure 6.18 – Exemple de fonctionnement correspondant aux conditions nominales.

a : phase d'aspiration ; **b** : phase de compression ; **c** : phase de refoulement ; **d** : ce point caractérise la position angulaire des rotors lors de la mise en communication du volume interlobaire avec la tuyauterie de refoulement. P_1 : basse pression (BP). P_{2i} : pression interlobaire en fin de phase de compression.

Pour les compresseurs à pistons, l'ouverture et la fermeture des clapets s'adaptent aux pressions instantanées de fonctionnement. Il en va autrement des compresseurs à vis.

Dans l'exemple « idéal » donné en figure 6.18, la pression interlobaire P_{2i} au moment de la mise en communication avec la conduite de refoulement est égale à la haute pression de l'installation P_2.

6.9 Volume index (V_i) des compresseurs à vis

Le volume index V_i est l'une des caractéristiques intrinsèques d'un compresseur à vis.

Le rapport V_2/V_1 caractérise le V_i du compresseur.

Le rapport P_{2i}/P_1 caractérise le P_i spécifique de fonctionnement.

Le V_i est indépendant du fluide. Le P_i dépend du fluide comprimé :

$$P_i = V_i^\gamma$$

avec γ l'exposant adiabatique du fluide comprimé.

La figure 6.19 donne les différents cycles de fonctionnement possibles d'un compresseur à vis à V_i non adaptable.

La figure 6.19A correspond au cas idéal où la pression interlobaire P_{2i} est égale à la haute pression de l'installation P_2.

La figure 6.19B correspond au cas où la haute pression de l'installation P_2 est inférieure à la pression interlobaire de fin de compression P_{2i}. Il en résulte une perte d'énergie représentée par l'aire **b**.

La figure 6.19C correspond au cas où la haute pression de l'installation P_2 est supérieure à la pression interlobaire de fin de compression P_{2i}. Il en résulte une perte d'énergie représentée par l'aire **c**.

Il serait donc idéal d'adapter la pression interlobaire de fin de compression à la haute pression de l'installation. C'est ce que permettent actuellement la plupart des fabricants en adaptant automatiquement le V_i de leur machine aux conditions de fonctionnement afin d'obtenir un rendement optimal.

Différentes technologies sont développées à cet effet. Par exemple, en vue d'optimiser le rendement des compresseurs à charge réduite, une partie du canal de sortie est intégrée dans le tiroir de régulation, ce qui permet une régulation du V_i (Bitzer).

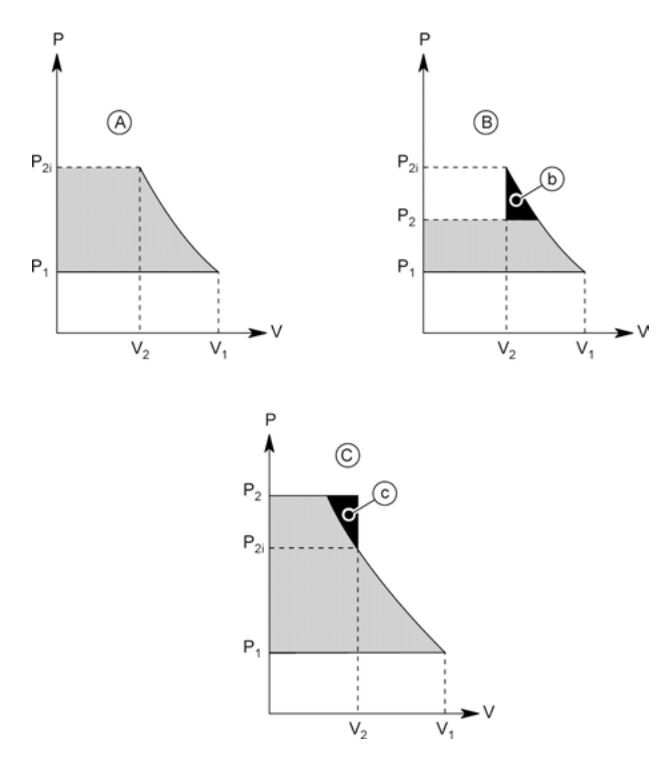


Figure 6.19 – Différents cycles de fonctionnement possibles d'un compresseur à vis à V_i non adaptable.

V_1 : volume interlobaire en fin de phase d'aspiration ; V_2 : volume interlobaire en fin de phase de compression ; P_1 basse pression ; P_2 : haute pression ; P_{2i} : pression interlobaire en fin de phase de compression.

Remarque

Si le V_i est faible, le taux de compression est faible, la phase de refoulement est grande (débit de gaz refoulé important).
Si le V_i est grand, le taux de compression est grand, la phase de compression est plus longue et la phase de refoulement plus faible (débit de gaz refoulé réduit).

6.10 Lubrification

À l'inverse des autres compresseurs, les compresseurs à vis demandent de grandes quantités d'huile. Ces quantités importantes sont principalement nécessaires pour réaliser l'étanchéité entre le rotor mâle et le rotor femelle, ainsi qu'entre les rotors et le carter. Elles servent aussi à lubrifier les différents paliers et roulements ainsi qu'à actionner les dispositifs de réduction de puissance.

Dans le cas des compresseurs de type ouvert, l'huile est aussi nécessaire à la lubrification de la garniture d'étanchéité.

Notons également que les gros débits d'huile dans ces compresseurs permettent de réduire très sensiblement leur niveau de puissance acoustique.

Le débit moyen d'huile représente environ 0,3 % du débit volumique de fluide frigorigène.

Par exemple, un compresseur de 300 m^3 de volume aspiré nécessite environ 900 litres d'huile par heure soit 15 l/min.

L'huile a aussi un rôle significatif de refroidissement ; ce rôle est primordial car, sans huile, les performances du compresseur sont limitées en terme de taux de compression.

6.10.1 Séparateur d'huile

Du fait des gros débits d'huile, il est nécessaire d'en récupérer le maximum.

Les filtres à chicanes et à matelas en fils d'acier sont souvent associés à des systèmes de coalescence et à des microfiltres.

Dans le cas des petites et moyennes machines, le séparateur d'huile est quelquefois interne au compresseur (figure 6.20).

Cette conception intéresse beaucoup les climaticiens. En effet, en climatisation, on recherche souvent des matériels les plus compacts possible. Par ailleurs, dans ce domaine, beaucoup d'applications ne nécessitent qu'un compresseur par circuit.

La conception de séparateur d'huile extérieur est, elle, presque systématique en froid industriel et en froid commercial, domaine dans lequel les centrales des grands magasins sont multicompresseurs (figure 6.21).

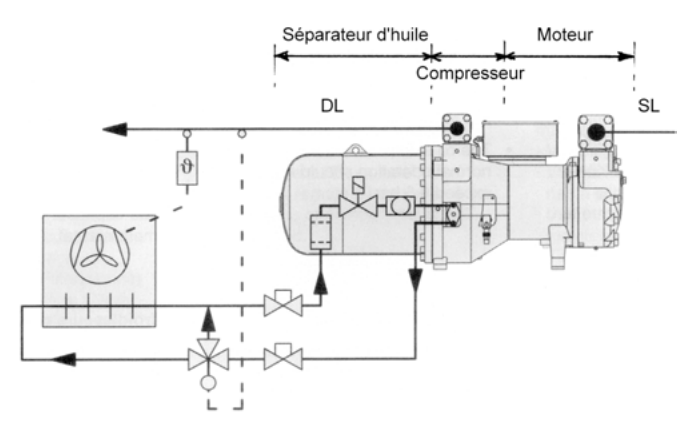


Figure 6.20 – Exemple de séparateur d'huile interne au compresseur (doc. Bitzer).

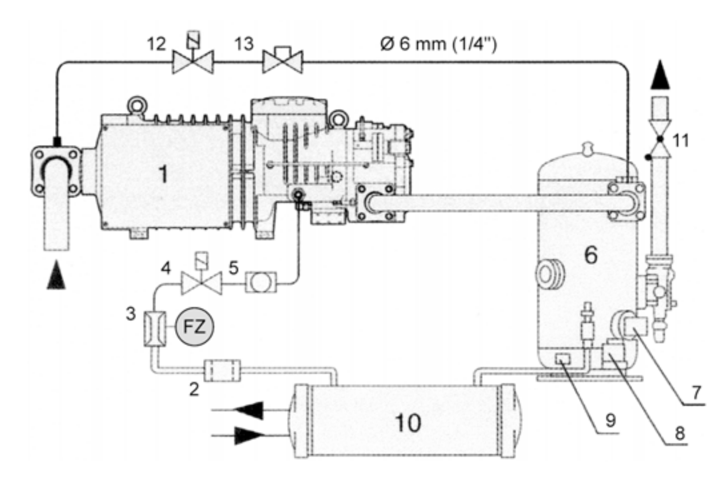


Figure 6.21 – Exemple de séparateur d'huile extérieur (doc. Bitzer).

1 : compresseur ; **2** : filtre à huile ; **3** : contrôleur de débit ; **4** : vanne magnétique d'huile ; **5** : voyant ; **6** : séparateur d'huile ; **7** : contrôleur de niveau ; **8** : thermostat d'huile ; **9** : résistance chauffante ; **10** : refroidisseur d'huile (si nécessaire) ; **11** : clapet anti-retour ; **12** : vanne magnétique (bipasse d'arrêt) ; **13** : vanne à main.

Tableau 6.2 – Symboles graphiques correspondant aux différents schémas des compresseurs à vis Bitzer.

	Filtre
	Voyant
	Vanne de régulation
	Électrovanne
	Clapet de retenue
	Vanne à main
FZ	Contrôleur de débit
	Filtre à huile
PRV	Régulateur de pression
TC	Vanne à eau thermostatique

6.10.2 Refroidissement de l'huile

Le refroidissement de l'huile est nécessaire en cas de sollicitations thermiques élevées.

La figure 6.22 présente différents modes de refroidissement :

1. L'huile est refroidie par un échangeur huile/eau. La régulation de la température de l'huile est assurée par une vanne à eau d'étranglement thermostatique (réglage de la température de 80 à 100 °C).

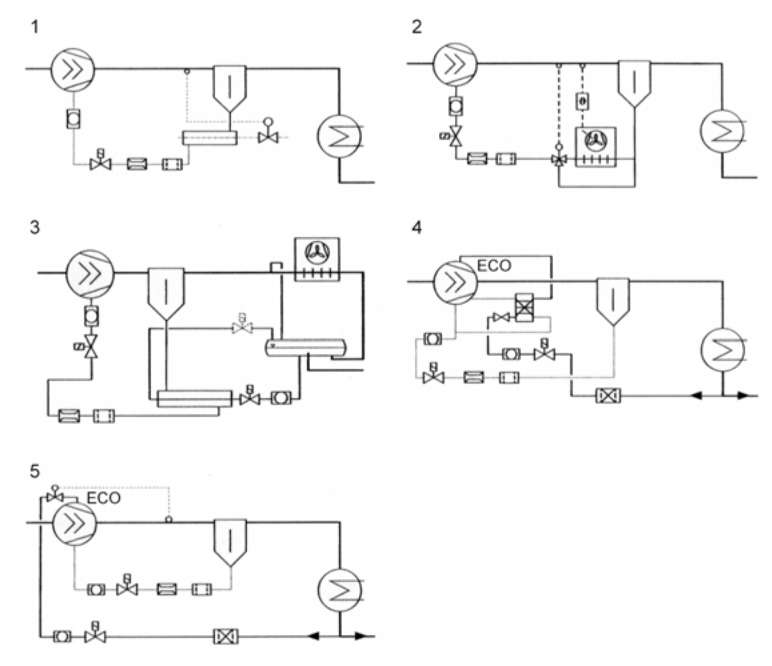


Figure 6.22 – Exemples de refroidissement d'huile.

1. Refroidisseur d'huile à eau. **2.** Refroidisseur d'huile à air. **3.** Refroidissement par thermosiphon. **4.** Refroidisseur d'huile à partir d'un échangeur fluide frigorigène/huile raccordé à la vanne « Éco » du compresseur. **5.** Refroidissement par injection de fluide frigorigène (doc. Bitzer).

2. L'huile est refroidie par un aéroréfrigérant (air/huile). Les sondes de régulation sont disposées sur la canalisation de refoulement du compresseur à vis. Lors d'une température décroissante, il y a d'abord une action sur la ventilation (moteur à plusieurs vitesses ou vitesse variable par triacs), ensuite une vanne 3 voies bipasse progressivement l'aéroréfrigérant.
3. L'huile est refroidie par un échangeur huile/fluide frigorigène. La circulation du fluide frigorigène s'effectue par thermosiphon et la régulation est de type tout-ou-rien, un thermostat agissant sur une électrovanne.
4. L'huile est refroidie à partir d'un échangeur huile/fluide frigorigène saturant, le fluide frigorigène étant aspiré par l'orifice « économiseur ».
5. Refroidissement par injection de fluide frigorigène dans l'orifice de suralimentation. Ce type de refroidissement est peu utilisé en raison du risque de dilution accrue de l'huile.
Le bulbe du détendeur doit être placé sur la conduite de refoulement du compresseur.
La conduite d'alimentation du détendeur doit comporter une électrovanne commandée en parallèle avec le compresseur.

6.11 Exemples de centrales frigorifiques équipées de compresseurs à vis

La figure 6.23 schématise le fonctionnement de quatre compresseurs en parallèle avec séparateur d'huile commun et refroidisseur d'huile à eau.

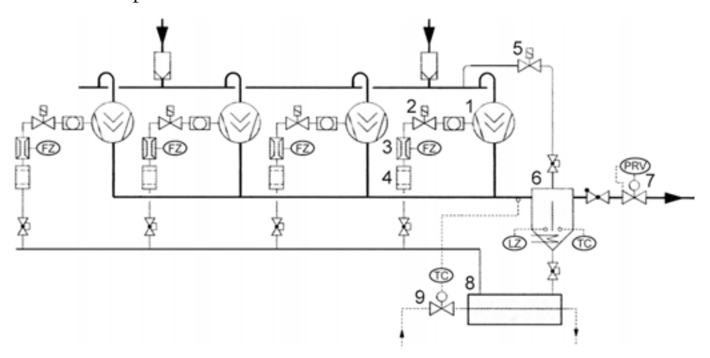


Figure 6.23 – Fonctionnement de quatre compresseurs en parallèle avec séparateur d'huile commun et refroidisseur d'huile à eau (doc. Bitzer).

A

GÉNÉRALITÉS SUR LE FROID INDUSTRIEL

L'échangeur huile/eau **8** est régulé à partir de la vanne à eau thermostatique **9**. L'élément sensible est monté sur la tuyauterie de refoulement. En effet, la température de refoulement est dépendante de la température de l'huile : une température élevée de refoulement est combattue par un refroidissement plus efficace de l'huile.

La figure 6.24 schématise le fonctionnement en parallèle avec séparateur d'huile commun et refroidisseur d'huile à air. Il s'agit ici d'un refroidissement de l'huile par un aéroréfrigérant.

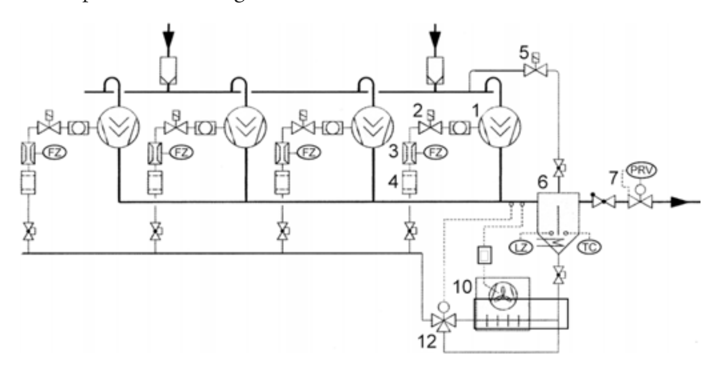


Figure 6.24 – Fonctionnement en parallèle avec séparateur d'huile commun et refroidisseur d'huile à air.

La régulation de la température de l'huile peut être réalisée à partir d'un ventilateur à plusieurs vitesses associé à une vanne 3 voies à action proportionnelle. La figure 6.25 donne la loi des signaux possible.

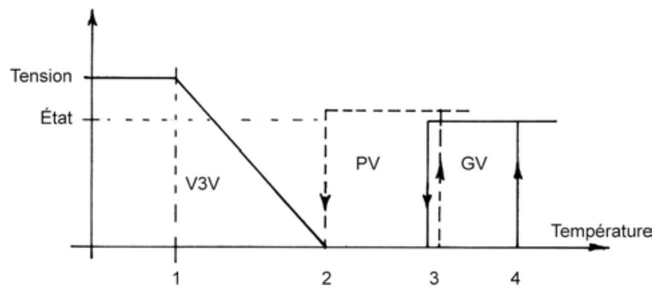


Figure 6.25 – Loi des signaux possible.

Explications de la loi des signaux : l'aéroréfrigérant comporte ici un moteur à deux vitesses (PV et GV) ; la vanne 3 voies est commandée par un servomoteur recevant un signal de 0 à 10 V d'une sonde active.
En **4**, la ventilation est maximale et toute l'huile traverse l'aéroréfrigérant.
En **3**, le ventilateur passe de la grande vitesse à la petite vitesse.
En **2**, arrêt du ventilateur.
Entre **2** et **1**, il s'opère un bipassage progressif de l'aéroréfrigérant.
En **1**, l'huile n'est plus refroidie.

6.12 Exemple d'un compresseur à vis « compact » avec suralimentation, séparateur d'huile et économiseur intérieurs au compresseur

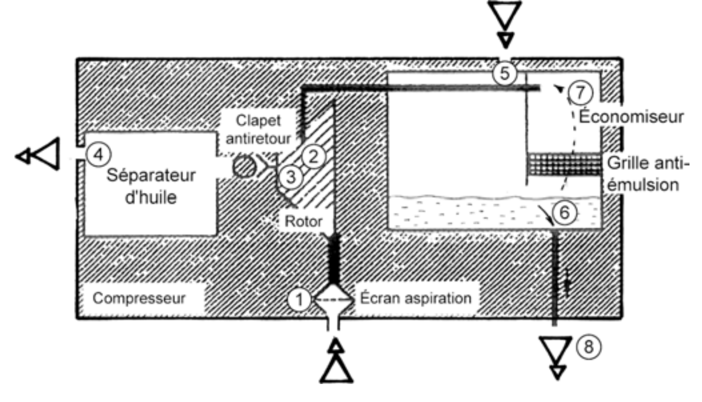


Figure 6.26 – Schéma de principe.

1. Aspiration du fluide frigorigène à la basse pression. **2.** Suralimentation du compresseur. **3.** Refoulement du fluide frigorigène dans le séparateur d'huile. **4.** Fluide frigorigène déshuilé refoulé vers le condenseur. **5.** Fluide frigorigène liquide à la pression intermédiaire admis dans l'économiseur. **6.** Fluide liquide sous-refroidi. **7.** Fluide vapeur aspiré par la suralimentation. **8.** Départ liquide sous-refroidi.

7 • POMPES À FLUIDE FRIGORIGÈNE

La plupart des installations de type industriel utilisent la circulation forcée du fluide frigorigène liquide.
Les avantages de cette technologie sont les suivants :

– meilleur échange thermique au niveau des évaporateurs ;
– tuyauteries simplifiées, d'un encombrement et d'un dimensionnement réduits ;
– possibilité d'alimenter des évaporateurs très éloignés ;
– dégivrage et récupération de l'huile simplifiés ;
– concentration des composants de l'installation ;
– puissance absorbée électrique réduite en raison des faibles différences de température.

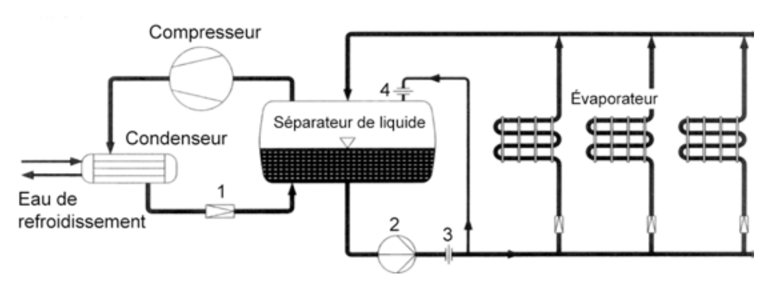
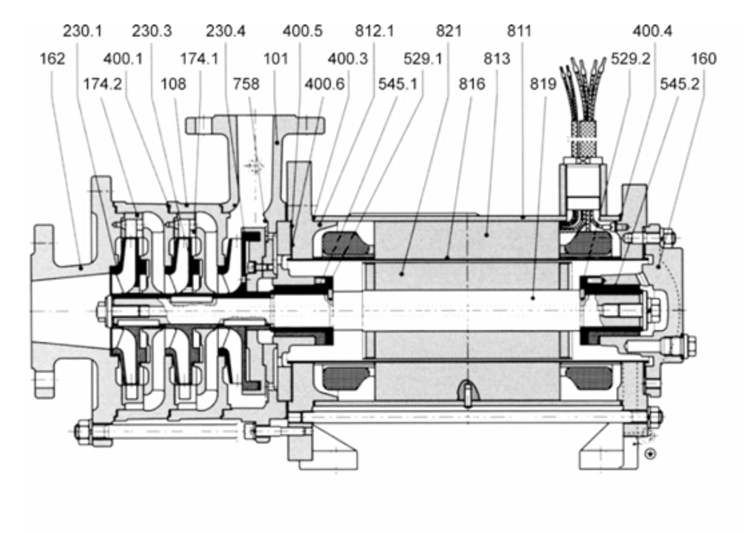


Figure 7.1 – Représentation schématique d'une installation frigorifique industrielle comportant une pompe à fluide frigorigène (doc. Hermetic).

1 : détendeur ; **2** : pompe à fluide frigorigène ; **3** : diaphragme de débit maximal ; **4** : diaphragme de débit minimal.

La figure 7.1 donne une représentation schématique d'une installation frigorifique industrielle comportant une pompe à fluide frigorigène. Le diaphragme **3** permet de garantir une hauteur manométrique minimale au niveau de la pompe. Cette hauteur manométrique minimale est nécessaire pour stabiliser l'équilibrage hydraulique de la poussée axiale et la lubrification des paliers. Elle permet aussi d'éviter le désamorçage de la pompe.

Le diaphragme **4** garantit un débit minimal à travers la pompe. Ce diaphragme peut être utile lors de fermetures intempestives de vannes sur le refoulement.



101	Corps de pompe	230.3	Roue	529.1	Chemise d'arbre	813	Bobinage stator
108	Corps d'étages	230.4	Roue	529.2	Chemise d'arbre	816	Chemise du stator
160	Couvercle	400.1	Joint plat	545.1	Coussinet	819	Arbre
162	Couvercle aspiration	400.3	Joint plat	545.2	Coussinet	821	Bobinage rotor
174.1	Diffuseur	400.4	Joint plat	758	Filtre		
174.2	Diffuseur	400.5	Joint plat	811	Corps de moteur		
230.1	Roue	400.6	Joint plat	812.1	Couvercle avant (moteur)		

Figure 7.2 – Vue en coupe d'une pompe à fluide frigorigène (doc. Hermetic).

La pompe à fluide frigorigène de type semi-hermétique représentée figure 7.2 comporte un chemisage étanche entre le rotor et le stator. Le stator est, de ce fait, à la pression atmosphérique normale ; seul le rotor tourne dans le fluide frigorigène.
Ces pompes peuvent comporter deux ou trois roues, les hauteurs manométriques disponibles peuvent donc être élevées.
La figure 7.3 décrit certains éléments associés à une pompe à fluide frigorigène.

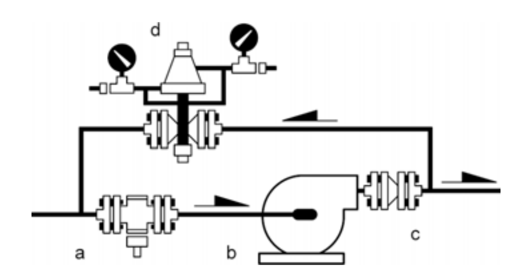


Figure 7.3 – Éléments associés à une pompe à fluide frigorigène (doc. US Reco).

a : filtre sur l'aspiration de la pompe ; **b** : pompe à fluide frigorigène ; **c** : clapet anti-retour ; **d** : régulateur garantissant une pression différentielle maximale.

8 • DIFFÉRENTES TECHNOLOGIES POSSIBLES DES MACHINES INDUSTRIELLES

Beaucoup de machines industrielles fonctionnant avec des écarts de température faibles sont à compression monoétagée (voir chapitre 3).
Ces machines peuvent être d'une technologie classique ; cependant, la recherche d'un ratio puissance frigorifique/puissance électrique absorbée le plus favorable possible conduit souvent à une alimentation noyée de l'évaporateur (voir figures 3.2 et 3.3).
Lorsque les taux de compression conduisent à un rendement volumétrique trop dégradé, la compression monoétagée laisse la place à la compression biétagée.

8.1 Installation à compression biétagée sans sous-refroidissement intermédiaire

Principales caractéristiques de l'installation :

– Fonctionnement au R 404A.
– Température d'ébullition : – 40 °C.
– Température de condensation : + 40 °C.
– Surchauffe : 5 °C.
– Sous-refroidissement : 5 °C.
– Puissance frigorifique nécessaire : 100 kW.

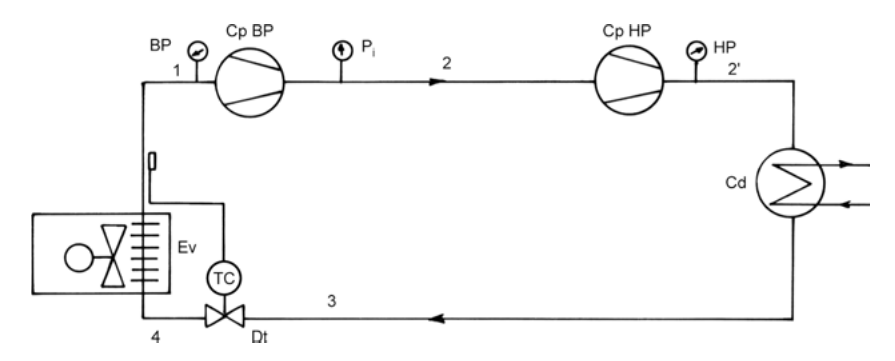


Figure 8.1 – Schéma de principe d'une installation à compression biétagée sans sous-refroidissement intermédiaire.

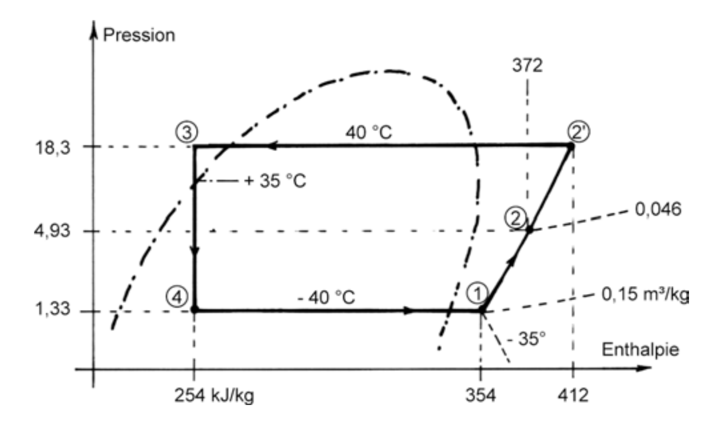


Figure 8.2 – Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique.

8.1.1 Calcul des cylindrées

Débit massique de fluide frigorigène par seconde :

$$q_m = \text{puissance/différence d'enthalpie à l'évaporateur}$$

$$q_m = 100/100 = 1 \text{ kg.s}^{-1}$$

Débit volumique à l'aspiration :

$$q_v = q_m \times \text{volume massique à l'aspiration}$$

$$q_v = 1 \times 0{,}15 = 0{,}15 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Rendement volumétrique du compresseur basse pression :

$$\eta_{vol} = 1 - (0{,}05\tau) = 1 - \left(0{,}05 \times \frac{4{,}93}{1{,}33}\right) = 0{,}815$$

Volume balayé par seconde par le compresseur basse pression :

$$V_b = \frac{0{,}15}{0{,}815} = 0{,}184 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

Le volume balayé horaire est donc : 0,184 × 3 600 = 662,5 $m^3.h^{-1}$.

8.1.2 Calcul du compresseur haute pression

Le compresseur haute pression aspire le fluide frigorigène au point **2** (figure 8.2), le débit massique est connu (1 $kg.s^{-1}$) et le volume massique des vapeurs à l'aspiration est de 0,046 $m^3.kg^{-1}$.

Le volume à aspirer par le compresseur haute pression est donc de : 1 × 0,046 = 0,046 $m^3.s^{-1}$.

Le rendement volumétrique de ce compresseur est également de 0,815.

Le volume balayé nécessaire de ce compresseur est donc : 0,046/0,815 = 0,056 $m^3.s^{-1}$, soit un volume balayé horaire de 0,056 × 3 600 = 203,2 $m^3.h^{-1}$.

8.1.3 Avantages de cette technologie « biétagée élaguée »

– Le gain de cylindrée vis-à-vis de la compression monoétagée est très grand.
– Cette machine est très simple.

8.1.4 Inconvénients

– La température de fin de compression reste élevée.
– Comme il n'y a pas de sous-refroidissement intermédiaire, l'effet utile par kilogramme à l'évaporateur n'est pas optimal. Le débit massique de fluide frigorigène est donc élevé.
– Les performances énergétiques de la machine restent moyennes (COP).

Il est donc possible d'améliorer les performances de cette machine, comme l'expliquent les exemples suivants.

8.2 Installation à compression biétagée avec contrôle de la température de fin de compression du compresseur haute pression par injection de fluide frigorigène à la pression intermédiaire

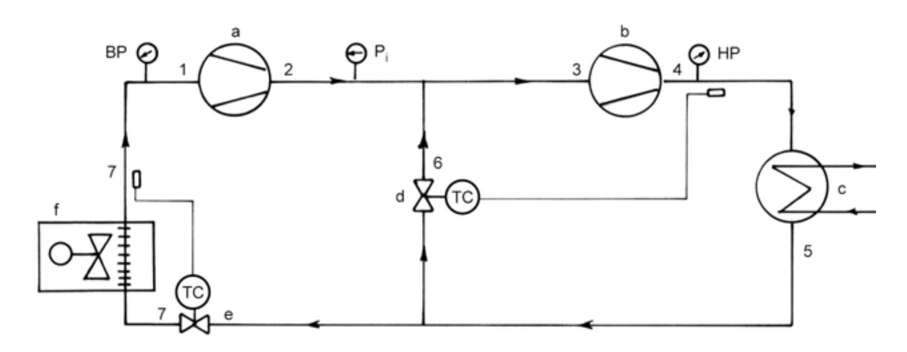


Figure 8.3 – Schéma de principe.

a : compresseur BP ; **b** : compresseur HP ; **c** : condenseur à eau ; **d** : détendeur thermostatique dont l'injection permet la désurchauffe du fluide refoulé par le compresseur basse pression ; **e** : détendeur basse pression ; **f** : évaporateur.

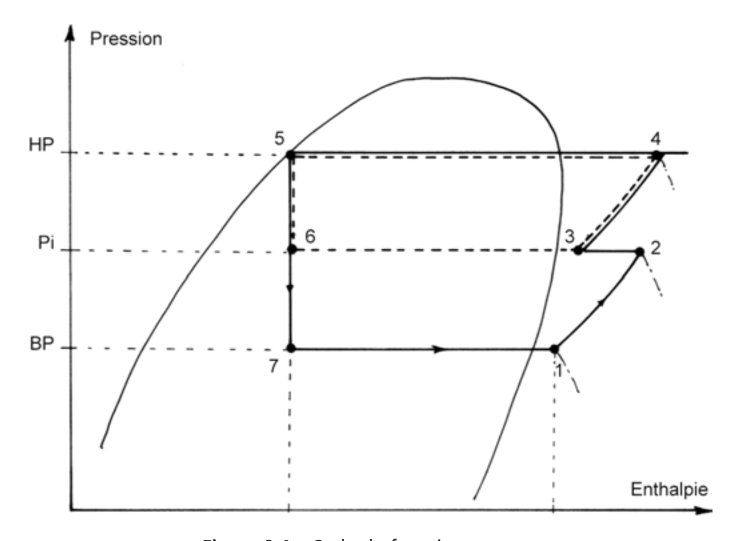


Figure 8.4 – Cycle de fonctionnement.

8.2.1 Avantages

– Installation simple.
– Coût à l'installation compétitif.
– Débit du détendeur intermédiaire faible.

8.2.2 Inconvénients

– Le COP n'est pas le meilleur possible.
– Le débit du détendeur intermédiaire doit être précis afin d'éviter les coups de liquide et/ou l'émulsion de l'huile.



8.3 Installation à compression biétagée avec bouteille intermédiaire à injection partielle sans sous-refroidissement

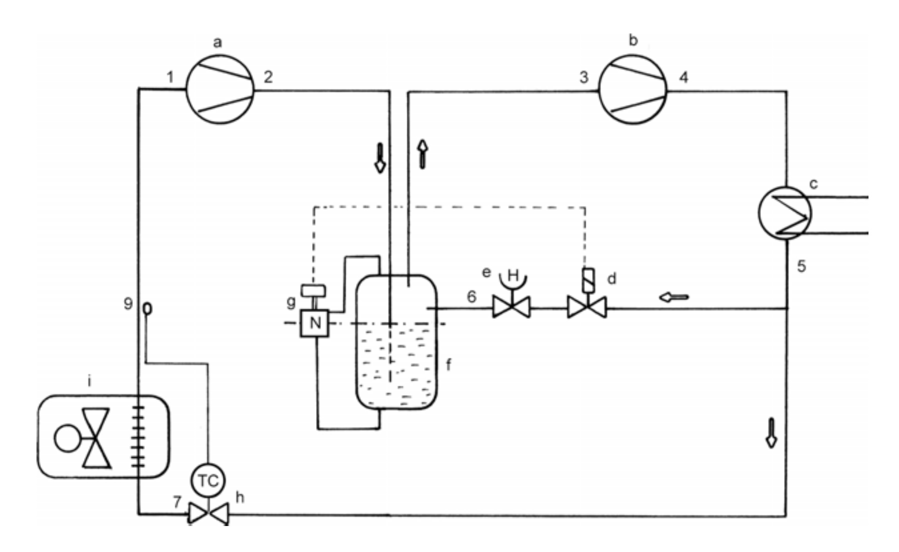


Figure 8.5 – Schéma de principe.

a : compresseur basse pression ; **b** : compresseur haute pression ; **c** : condenseur à eau ; **d** : électrovanne permettant l'admission du fluide frigorigène liquide à la bouteille intermédiaire ; **e** : régleur manuel ; **f** : bouteille intermédiaire ; **g** : contrôleur de niveau ; **h** : détendeur thermostatique permettant l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène liquide ; **i** : évaporateur.

Le cycle de fonctionnement de cette machine est identique à celui de la figure 8.4.
Ce choix technologique, plus coûteux que le précédent, permet des conditions de fonctionnement beaucoup plus stables et une sécurité de marche accrue.

8.4 Installation à compression biétagée avec bouteille intermédiaire à injection partielle avec sous-refroidissement

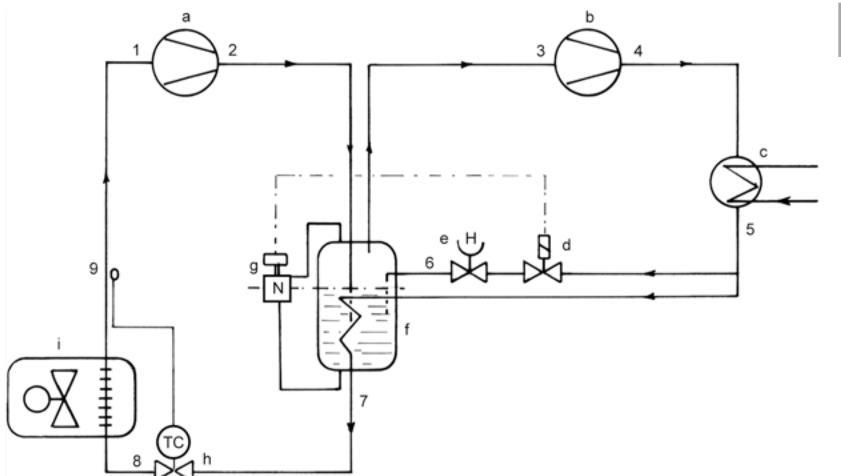


Figure 8.6 – Schéma de principe.

a : compresseur basse pression ; **b** : compresseur haute pression ; **c** : condenseur ; **d** : électrovanne d'admission de liquide dans le refroidisseur intermédiaire ; **e** : régleur manuel ; **f** : bouteille séparatrice moyenne pression ; **g** : régulateur de niveau ; **h** : détendeur thermostatique ; **i** : évaporateur.

8.4.1 Avantages

– Le débit nécessaire à la désurchauffe (**2**-**3**) est faible, les organes d'alimentation **e** et **d** sont donc d'un prix compétitif.
– Le détendeur basse température est alimenté à partir de la haute pression de l'installation, ce qui peut permettre de combattre de fortes pertes de charge dans la ligne liquide.

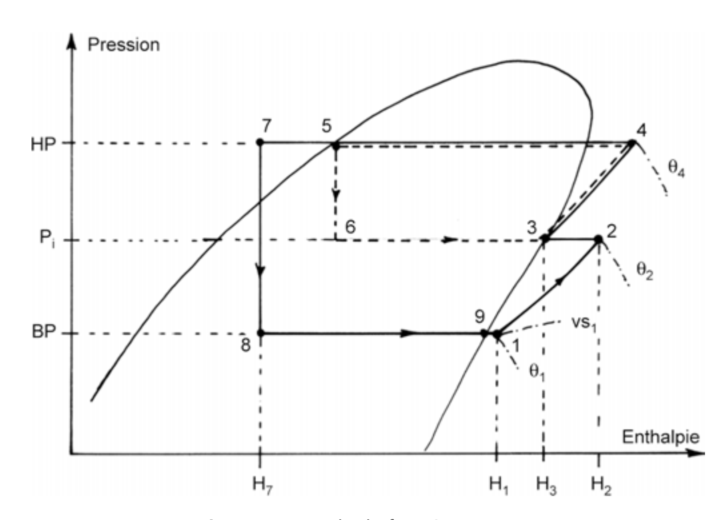


Figure 8.7 – Cycle de fonctionnement.

8.4.2 Inconvénients

– La température θ_7 est supérieure d'environ 4 °C à la température de saturation du refroidisseur intermédiaire.
– Le refroidisseur intermédiaire est complexe à réaliser.
– La charge en fluide frigorigène est relativement importante.

8.5 Installation à compression étagée avec bouteille intermédiaire à injection totale

8.5.1 Avantages

– Possibilité de production de froid à la température intermédiaire.
– Excellent COP de la machine.
– La chaleur latente d'ébullition du fluide frigorigène est importante ($H_9 - H_8$).

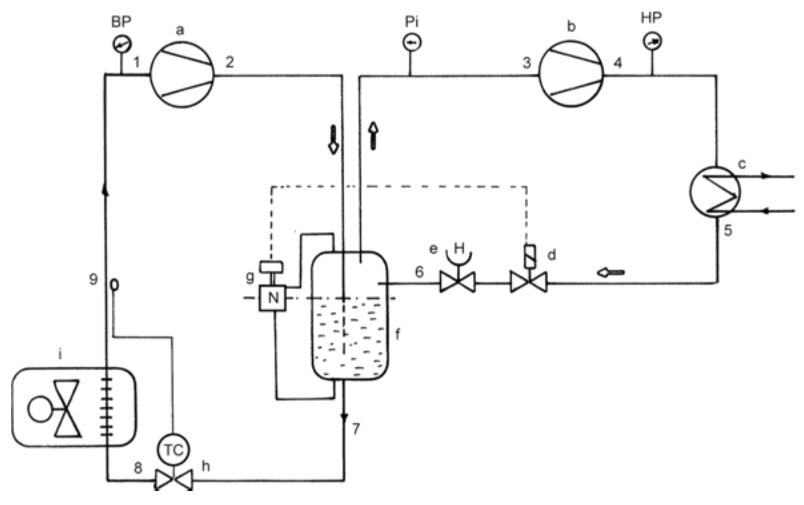


Figure 8.8 – Schéma de principe.

a : compresseur basse pression ; **b** : compresseur haute pression ; **c** : condenseur ; **d** : électrovanne ; **e** : régleur manuel ; **f** : refroidisseur intermédiaire ; **g** : régulateur de niveau ; **h** : évaporateur à la température intermédiaire ; **i** : détendeur thermostatique ; **j** : évaporateur basse température.

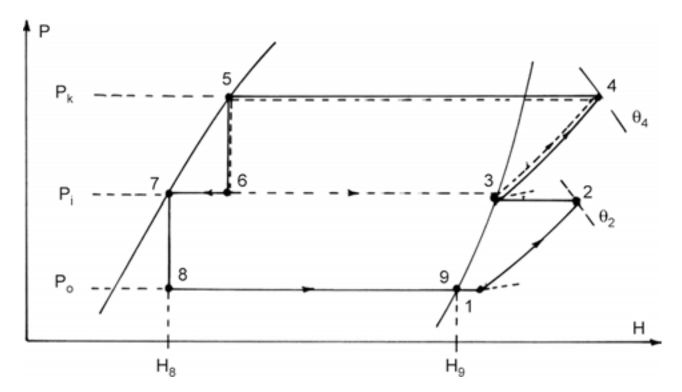


Figure 8.9 – Cycle de fonctionnement.

8.5.2 Inconvénients

- Le débit total est injecté dans la bouteille intermédiaire, les organes d'alimentation en fluide frigorigène liquide sont donc coûteux.
- Charge importante en fluide frigorigène.
- Complexité relative de l'installation.

8.6 Installation à compression biétagée avec refroidisseur intermédiaire à injection totale et bouteille séparatrice basse pression

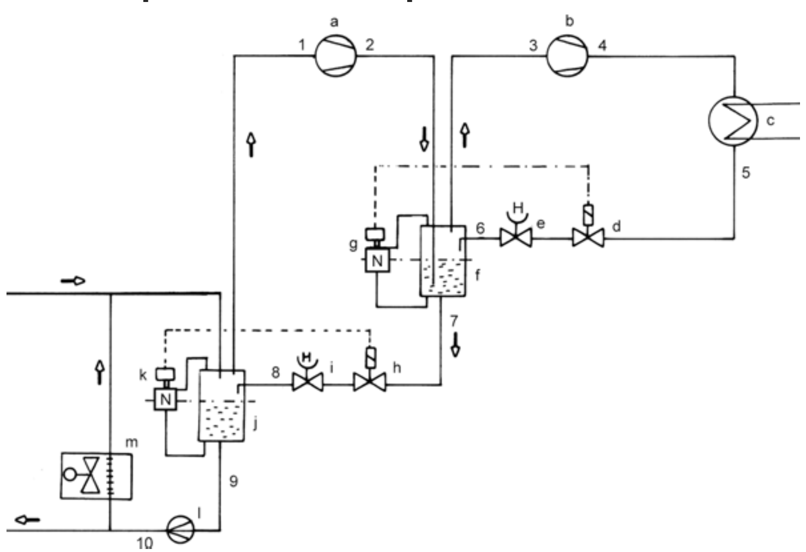


Figure 8.10 – Schéma de principe.

a : compresseur BP ; **b** : compresseur HP ; **c** : condenseur ; **d** : électrovanne ; **e** : régleur manuel ; **f** : refroidisseur intermédiaire ; **g** : régulateur de niveau ; **h** : électrovanne ; **i** : régleur manuel ; **j** : bouteille séparatrice basse pression ; **k** : régulateur de niveau ; **l** : pompe à fluide frigorigène ; **m** : évaporateur.

Les évaporateurs sont à alimentation noyée à recirculation par pompe à fluide frigorigène.

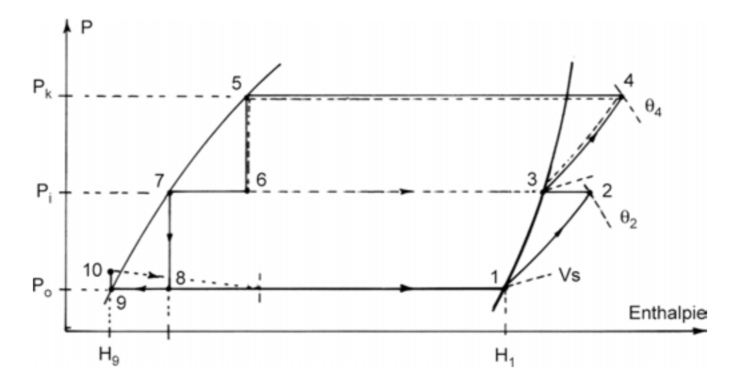


Figure 8.11 – Cycle de fonctionnement.

8.6.1 Avantages

- La chaleur latente d'ébullition du fluide frigorigène est maximale ($H_1 - H_9$).
- L'alimentation par pompe permet l'alimentation correcte d'évaporateurs éloignés.
- L'évaporateur a un rendement optimal.

8.6.2 Inconvénients

- Complexité relative de la machine.
- Charge importante en fluide frigorigène.
- Coût de l'installation élevé.

8.7 Installation à compression biétagée avec production du froid à l'étage intermédiaire

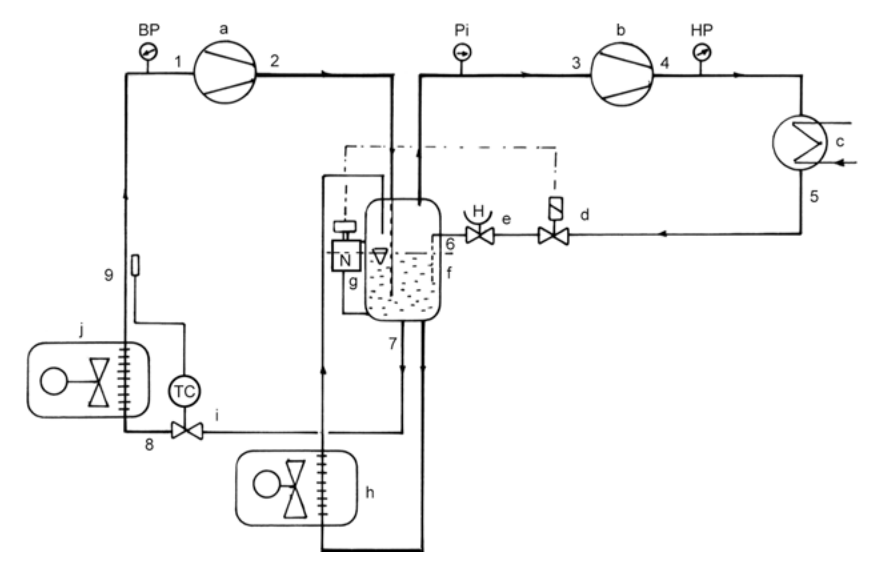


Figure 8.12 – Schéma de principe.

a : compresseur BP ; **b** : compresseur HP ; **c** : condenseur ; **d** : électrovanne liquide ; **e** : régleur manuel ; **f** : bouteille intermédiaire ; **g** : contrôleur de niveau ; **h** : évaporateur à la température intermédiaire ; **i** : détendeur thermostatique de l'évaporateur basse température ; **j** : évaporateur basse température.

Cette technologie permet l'obtention de deux températures différentes avec un COP satisfaisant et un coût de l'installation compétitif.

Le débit massique intermédiaire d'une telle machine correspond à la somme des débits suivants :

– masse de fluide frigorigène nécessaire à l'évolution de **6** à **7** (figure 8.13) ;

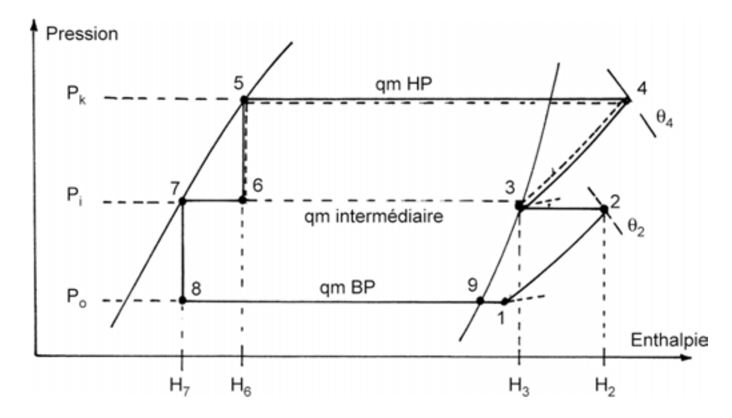


Figure 8.13 – Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique.

– masse de fluide frigorigène nécessaire à la désurchauffe du fluide frigorigène basse pression évoluant de **2** à **3** ;
– masse de fluide frigorigène correspondant à la production de froid nécessaire à l'évaporateur à la température intermédiaire.

Prenons l'hypothèse d'une installation au R 404A :

– Conditions de fonctionnement possibles :
  • température d'ébullition dans l'évaporateur basse température : – 40 °C
  • température d'ébullition dans l'évaporateur moyenne température : – 5 °C
– Température de condensation : + 40 °C.

8.8 Installation comportant plusieurs fluides frigorigènes, appelée « machine en cascade »

Avec les fluides classiques, l'obtention de très basses températures s'avère vite compliquée, coûteuse, voire impossible. Les volumes massiques des vapeurs à l'aspiration deviennent vite excessifs, conduisant à des volumes engendrés des compresseurs nécessaires prohibitifs en regard des puissances frigorifiques produites.

Par ailleurs, certains fluides ont des points triples vite atteints : par exemple, l'ammoniac a son point triple à – 77,8 °C.
Le point triple correspond à une coexistence possible entre les états physiques solide, liquide et gazeux ; il n'est donc pas possible de travailler en dessous de ce point triple.
Certains fluides permettent des basses températures d'ébullition ; par contre, ceux-ci ont des températures critiques relativement basses.

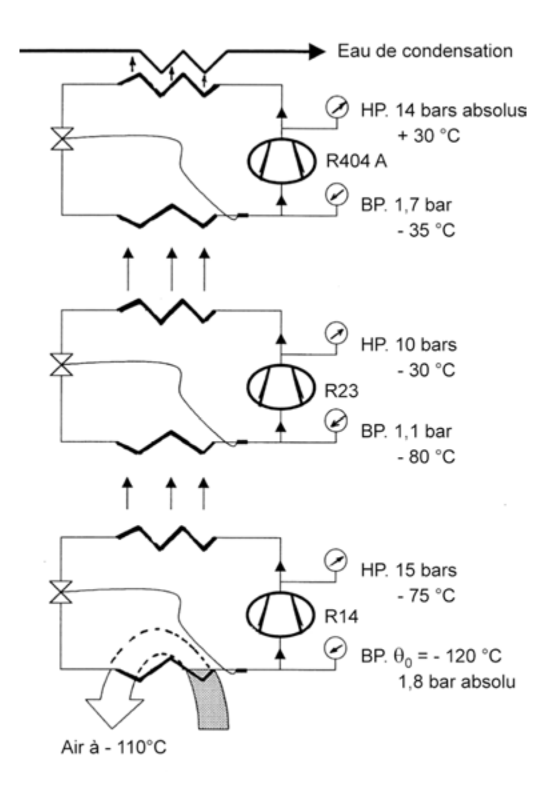


Figure 8.14 – Schéma de principe d'une machine en cascade : exemples de pressions et températures d'évaporation et de condensation.

L'obtention de très basses températures nécessite donc l'utilisation conjointe de ces différents fluides.
Le principe de production de froid de ces « machines en cascade » est le suivant : la source froide (évaporateur) d'une machine frigorifique monoétagée ou biétagée tient lieu de source chaude (condenseur) à la machine de l'étage inférieur de la cascade, les fluides étant différents et les circuits distincts. Seul l'étage supérieur possède une source chaude classique refroidie par air ou par eau.
Les conditions de fonctionnement suggérées ci-dessus permettent des taux de compression pratiquement identiques aux différents étages :

– Étage haute pression fonctionnant au R 404A : HP 14 bars ; BP 1,7 bar ; le taux de compression est alors 14/1,7 = 8,23.
– Étage moyenne pression fonctionnant au R 23 : HP 10 bars ; BP 1,1 bar ; le taux de compression est alors 10/1,1 = 9.
– Étage basse pression fonctionnant au R 14 : HP 15 bars ; BP 1,8 bar ; le taux de compression est alors 15/1,8 = 8,3.

Ces choix permettent des cylindrées minimales.
Ces machines nécessitent des automatismes et des sécurités spécifiques.
Lors des arrêts, le R 14 nécessite des dispositifs pour limiter la pression (par exemple des vases d'expansion) car les pressions de saturation deviennent importantes dans le circuit quand la température augmente.

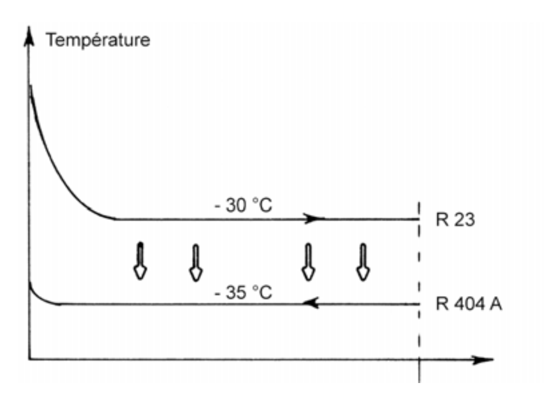


Figure 8.15 – Représentation des échanges thermiques au niveau d'un échangeur intermédiaire.

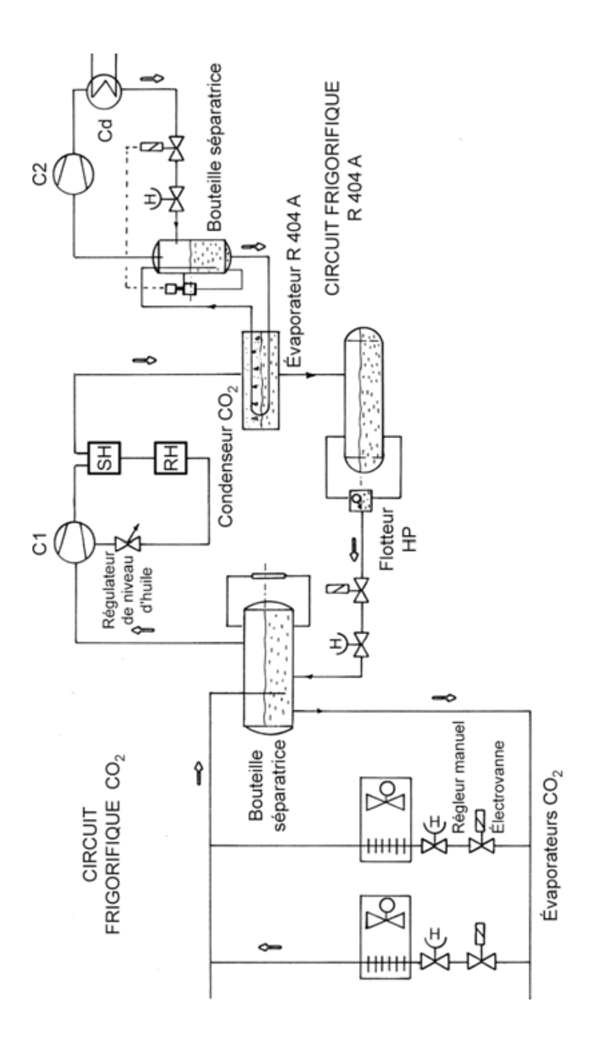


Figure 8.16 – Schéma de principe d'une machine en cascade fonctionnant au R 404A et au CO_2.

Cet échangeur thermique fait office de condenseur pour le fluide frigorigène R 23 et fait office d'évaporateur pour le R 404A (figure 8.15).
Les sécurités pressostatiques, indispensables sur ce genre d'installation, n'apparaissent pas sur le schéma de principe donné en figure 8.16.

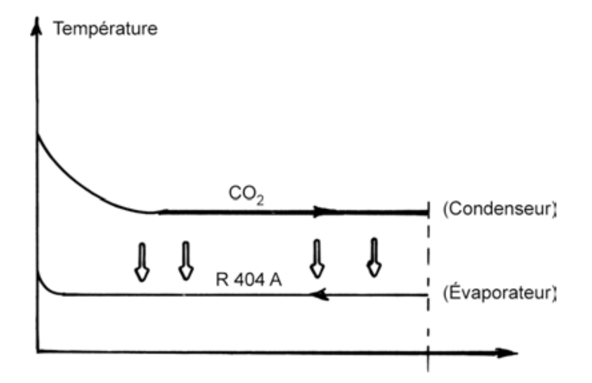


Figure 8.17 – Représentation simplifiée des échanges thermiques au niveau de l'échangeur intermédiaire R 404A/CO_2.

9 • DIFFÉRENTES TECHNOLOGIES PERMETTANT L'ALIMENTATION EN FLUIDE FRIGORIGÈNE LIQUIDE D'ÉVAPORATEURS OU DE SÉPARATEURS

9.1 Alimentation en fluide frigorigène liquide à partir d'un régleur manuel et d'un régulateur de niveau à élément thermostatique et pressostatique

L'alimentation en fluide frigorigène est donc ici de type tout-ou-rien.
Sur la figure 9.2, l'élément du bas est un élément thermostatique, son bulbe est associé à une résistance chauffante électrique. L'élément du haut est un élément pressostatique.
Si le niveau de fluide frigorigène est suffisant, la chaleur émise par la résistance est absorbée par le fluide frigorigène : le bulbe est à la température du fluide frigorigène liquide, les pressions régnant dans les deux soufflets sont donc identiques.
Si le niveau de fluide frigorigène est insuffisant, la chaleur de la résistance n'est plus évacuée : la température du bulbe s'élève, la pression dans le soufflet inférieur augmente donc, ce qui entraîne la fermeture du contact du régulateur.

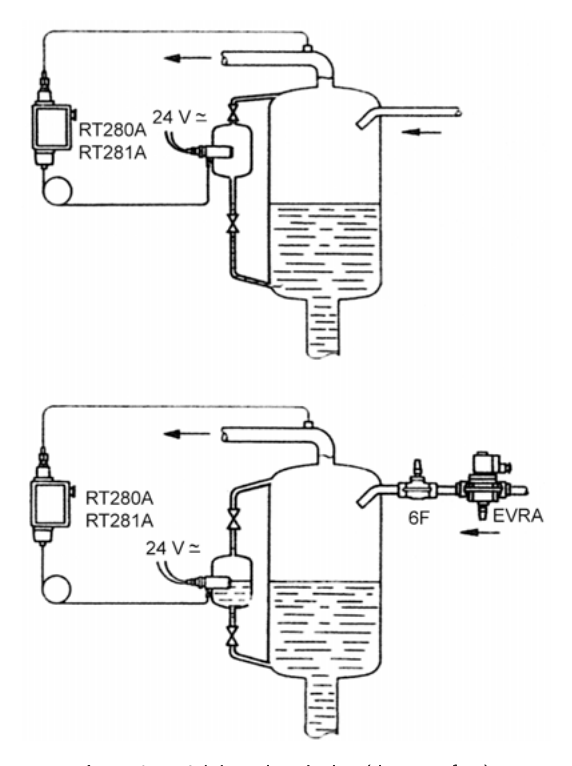


Figure 9.1 – Schéma de principe (doc. Danfoss).
RT280A : régulateur de niveau. **EVRA** : électrovanne. **6F** : régleur manuel.

Sur la figure 9.1, le régulateur commande l'électrovanne EVRA, le régleur manuel 6F crée une perte de charge et alimente la bouteille séparatrice en fluide frigorigène liquide à un débit correct.
Lorsque le niveau est suffisant, le bulbe est à la température θ_0, les pressions dans les soufflets S1 et S2 de la figure 9.2 sont égales, l'électrovanne EVRA n'est plus alimentée.

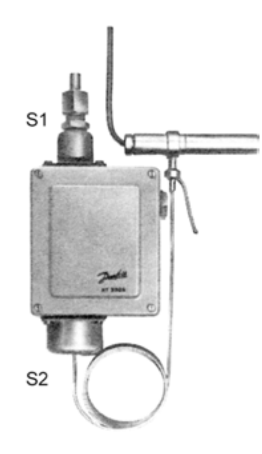


Figure 9.2 – Contrôleur de niveau comportant un élément thermostatique et un élément pressostatique.

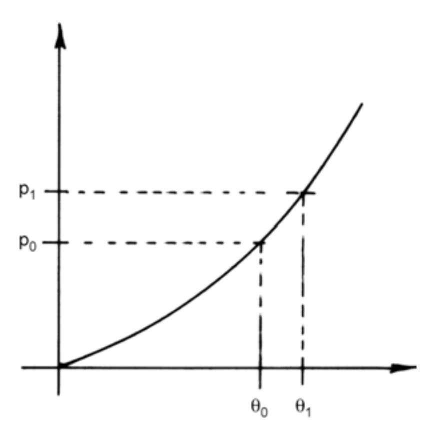


Figure 9.3 – Relation entre température et pression.

Lorsque le niveau est insuffisant, le bulbe de l'élément thermostatique du régulateur est à la température θ_1, la pression dans le soufflet S2 devient supérieure

à la pression dans le soufflet S1, le contact du régulateur de niveau se ferme, l'électrovanne EVRA est alimentée.
Ce type de régulateur peut aussi servir d'alarme de niveau et d'interrupteur de sûreté contre un niveau de liquide trop élevé dans les séparateurs de liquide.

9.2 Contrôle de niveau par contrôleur électromagnétique

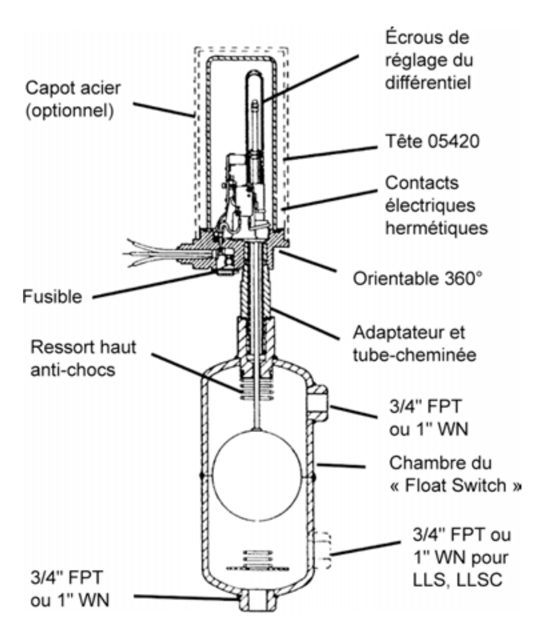


Figure 9.4 – Contrôle de niveau par contrôleur électromagnétique (doc. US Reco).

Les contacts électriques sont établis ou non en fonction du niveau du fluide frigorigène.

Comme dans l'exemple précédent, en cas de manque de fluide frigorigène, il y a enclenchement de l'électrovanne liquide.

9.3 Contrôleur de niveau électronique

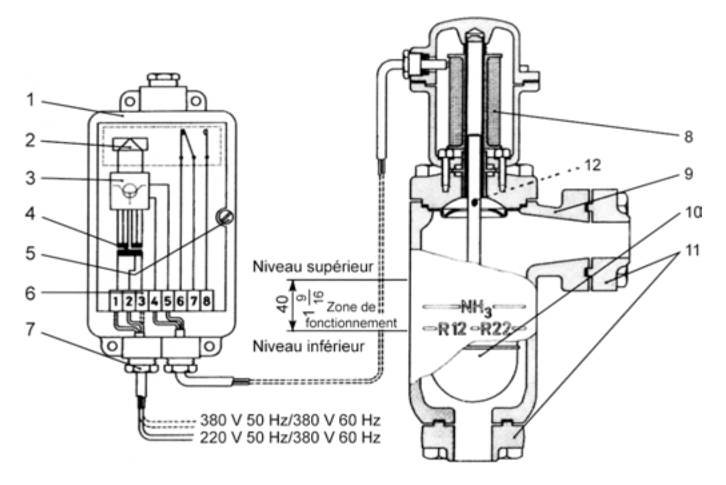


Figure 9.5 – Contrôleur de niveau électronique (doc. Danfoss).

Sur la figure 9.5, le flotteur **10** permet le déplacement du noyau en fer doux **12**, l'impédance de la bobine **8** est donc variable. Cette bobine à impédance variable est raccordée à l'amplificateur électronique **3**.

Le signal produit alimente le relais **2**, lequel, par ses contacts, permet ou non l'alimentation d'une électrovanne liquide.

Sur la figure 9.6, lorsque le niveau baisse dans la bouteille séparatrice, le relais électronique **14** envoie un signal d'ouverture à l'électrovanne **15** (EVRA).

Remarque

Cette technologie de contrôle de niveau n'est plus fabriquée actuellement, elle est remplacée par d'autres matériels. Cependant, de nombreuses installations en sont encore équipées, c'est pourquoi nous la mentionnons dans ce chapitre.

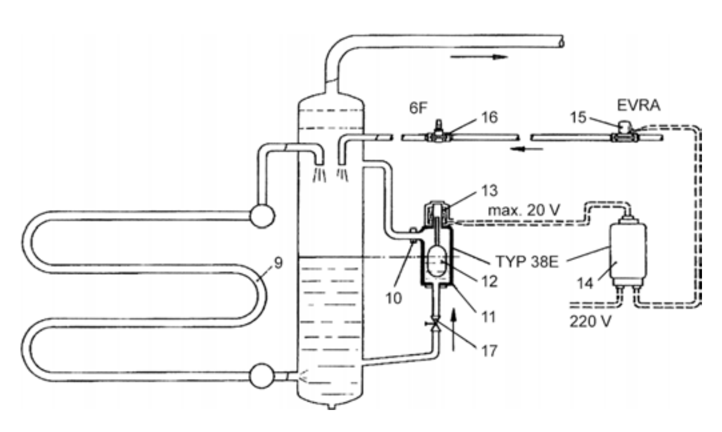


Figure 9.6 – Exemple de raccordement d'un contrôleur de niveau électronique sur une bouteille séparatrice.

9 : évaporateur à alimentation noyée ; **10** : bride de raccordement du contrôleur de niveau ; **11** : contrôleur de niveau ; **12** : flotteur ; **13** : bobine ; **14** : boîtier électronique ; **15** : électrovanne ; **16** : régleur manuel ; **17** : vanne à main.

9.4 Contrôleur de niveau optoélectronique

Cet appareil très compact comporte un embout fileté pour le montage (figure 9.7).

Ce contrôleur permet la détection optique d'un niveau de liquide grâce à son module optoélectronique, qui peut être démonté et remplacé sans mise à l'arrêt de l'installation.

Remarque

Dans l'hypothèse (fréquente) du verrouillage de compresseurs lors de niveaux hauts, ce contrôleur optoélectronique ne peut être utilisé parce qu'il n'est pas homologué en catégorie 4 (voir annexe en fin d'ouvrage).

Dans ce genre d'application, le contrôleur de niveau de la figure 9.4 (par exemple) conviendrait.



Figure 9.7 – Contrôleur de niveau optoélectronique (doc. US Reco).

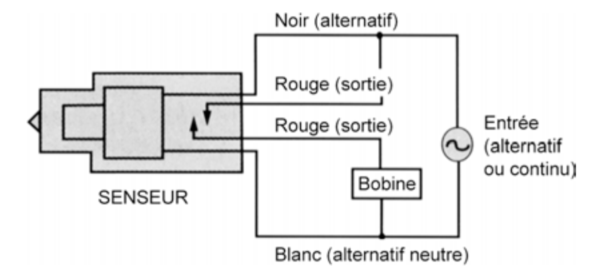


Figure 9.8 – Connexions électriques (doc. US Reco).

9.5 Contrôle de niveau à partir d'un régulateur modulant à servocommande et flotteur basse pression

Sur la figure 9.9, le régulateur PMFL se ferme lorsque le flotteur SV4 ferme son orifice pilote.

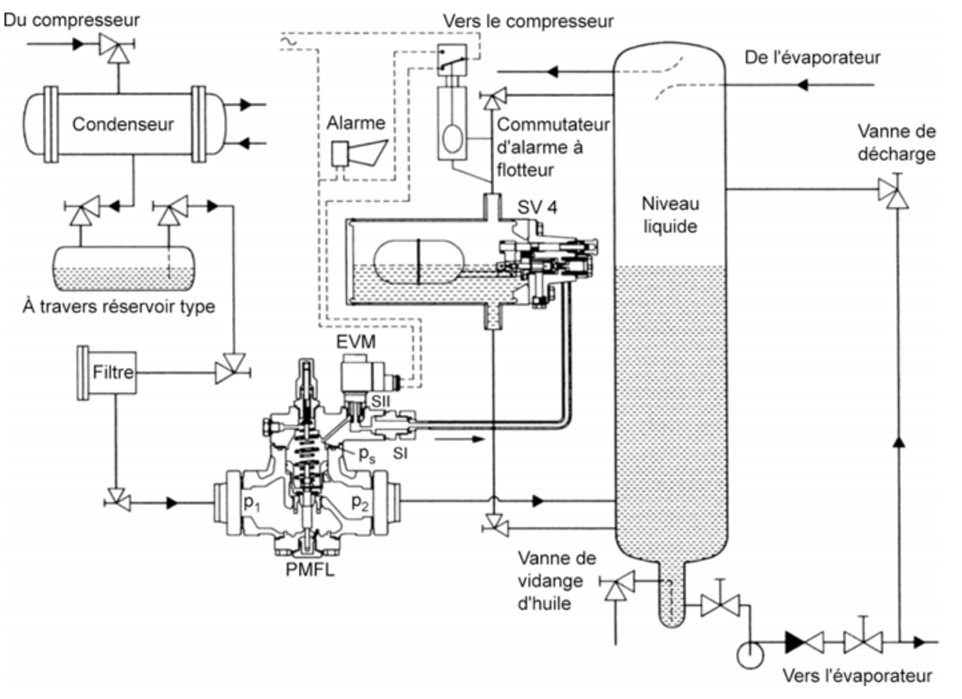


Figure 9.9 – Schéma de principe (doc. Danfoss).

Le séparateur comporte un contrôleur de niveau maximum. Lorsqu'un niveau maximum est détecté, il y a fermeture de l'orifice pilote par SII, ce qui provoque la fermeture impérative du régulateur PMFL.

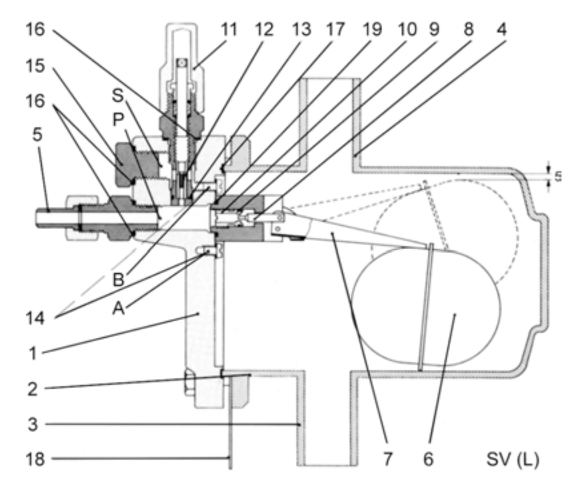


Figure 9.10 – Vue en coupe d'un flotteur basse pression (doc. Danfoss).

Sur la figure 9.10, lorsque le niveau baisse, la pression disponible à la conduite pilote **5** est égale à la pression interne du flotteur.
Le flotteur est raccordé à la partie basse du séparateur par le raccord **3** et à la partie haute par le raccord **4**.

■ Synthèse du fonctionnement

Sur la figure 9.11, il faut noter que la section de l'orifice **24a** est inférieure à la section du conduit **30b**. Lorsque le flotteur obture la conduite pilote (niveau de fluide frigorigène suffisant), la pression amont de la vanne p_1 s'exerce sur la surface supérieure du servopiston **24** grâce à l'orifice **24a**. Il est de ce fait repoussé vers le bas sous l'effet du ressort **23** : le régulateur se ferme.
Lorsque le niveau baisse dans la bouteille séparatrice, l'orifice pilote du flotteur s'ouvre ; la chambre supérieure au servopiston est donc mise en communication avec la basse pression, de sorte que les forces d'ouverture deviennent prépondérantes : la vanne principale s'ouvre.

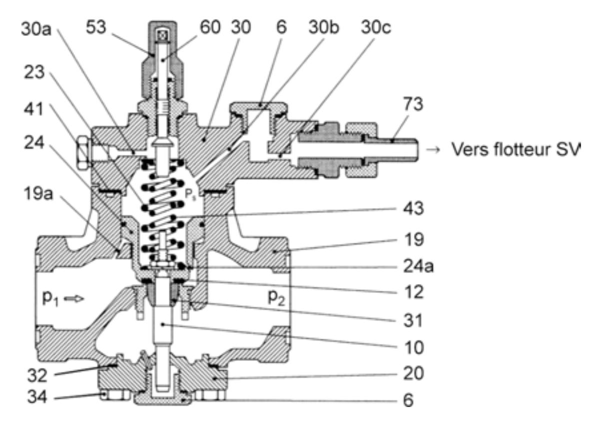


Figure 9.11 – Vue en coupe du régulateur de niveau modulant (doc Danfoss).

9.6 Contrôle de niveau à partir d'un régulateur modulant à servocommande et flotteur haute pression

Sur la figure 9.12, le régulateur PMFH s'ouvre lorsque le flotteur SV (H) ouvre son orifice pilote.

Lorsque le niveau dans la bouteille de réserve liquide baisse, le flotteur haute pression ferme son orifice pilote. Le fluide haute pression de la chambre supérieure au servopiston s'évacue par p_2 : le régulateur modulant PMFH se ferme.

Un contrôleur de niveau maximum est monté sur la bouteille intermédiaire. En cas de niveau excessif, l'électrovanne EVM montée en SII est mise hors tension, ce qui provoque la fermeture impérative de la vanne principale PMFH.

Sur la figure 9.13, lorsque le niveau augmente, il y a mise en communication de la conduite pilote **5** avec la chambre du flotteur.

Le flotteur est raccordé à la partie haute de la bouteille de réserve liquide par le raccord **4** et à la partie basse par le raccord **3**.

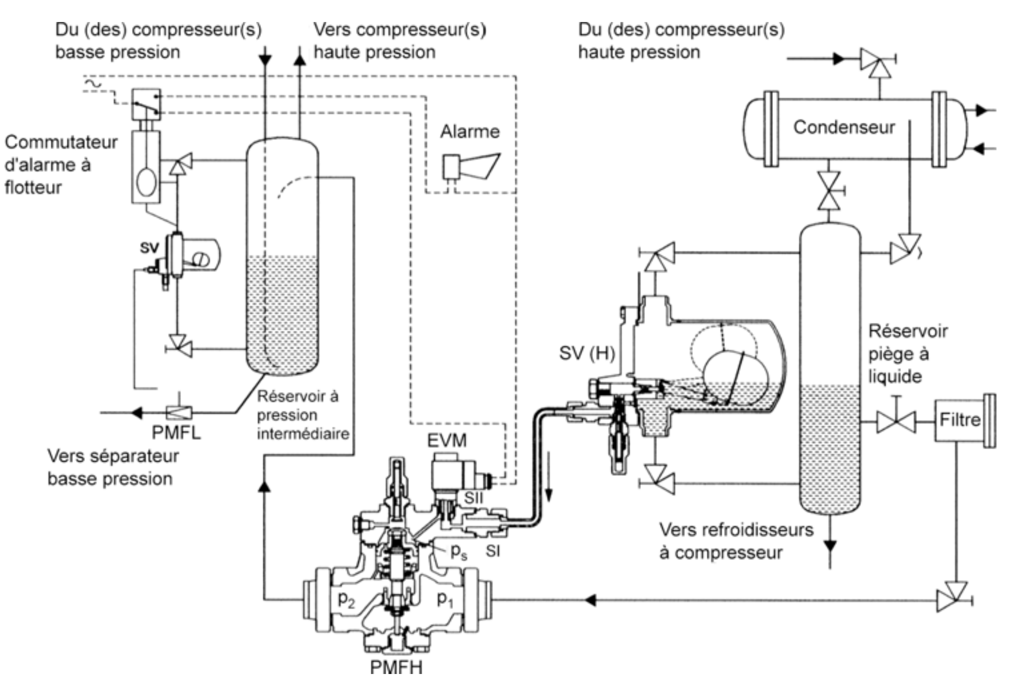


Figure 9.12 – Schéma de principe (doc. Danfoss).

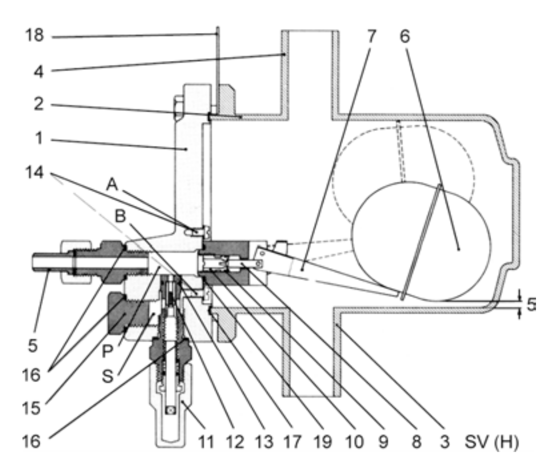


Figure 9.13 – Vue en coupe d'un flotteur haute pression (doc. Danfoss).

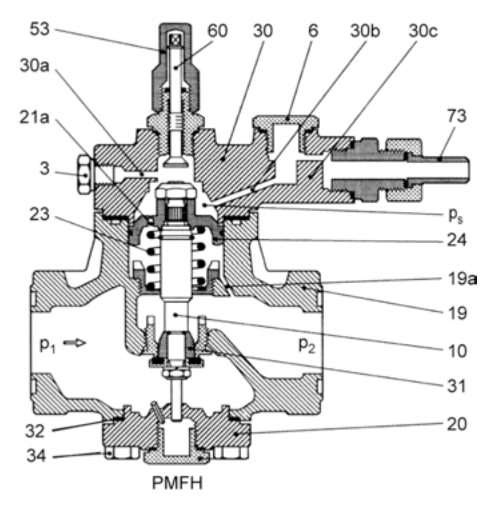


Figure 9.14 – Vue en coupe du régulateur de niveau modulant (doc. Danfoss).

Synthèse du fonctionnement

Lorsque le niveau augmente à l'intérieur du flotteur SV, l'orifice du flotteur s'ouvre et laisse passer la pression à travers la conduite pilote **5** vers le sommet de la PMFH, ce qui provoque l'ouverture de la vanne principale.
Une électrovanne pilote de verrouillage peut être montée en **6** (figure 9.14), permettant la fermeture impérative de la vanne principale.

10 • COMPARAISON DES ALIMENTATIONS SÈCHES ET NOYÉES DES ÉVAPORATEURS

10.1 Alimentation sèche

10.1.1 Avantages

– Le retour d'huile est facilité.
– Le coût de l'installation est moindre.
– La charge en fluide frigorigène est moindre qu'en alimentation « noyée ».

10.1.2 Inconvénients

Comparativement à l'alimentation noyée, le COP est plus faible, le coefficient d'échange des évaporateurs moins bon et le débit de fluide frigorigène plus important.

Figure 10.1 – Schéma de principe (doc. Johnson Controls).

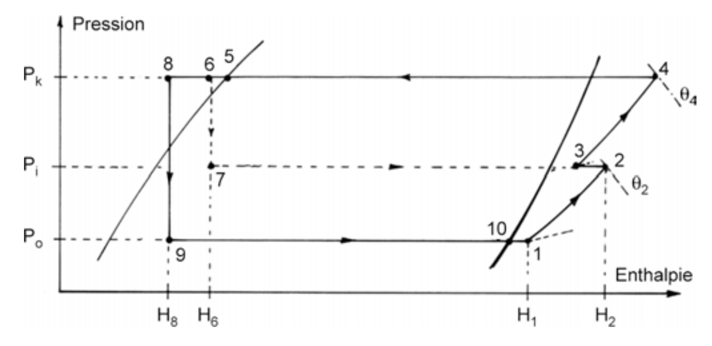


Figure 10.2 – Principe du cycle de fonctionnement de la machine de la figure 10.1.

◄ **Figure 10.1** – Schéma de principe (doc. Johnson Controls).

a : aspiration du compresseur à vis ; **b** : suralimentation du compresseur à vis ; **c** : refoulement du compresseur ; **d** : admission de l'huile de graissage ; **e** : régulateur à pilote de la suralimentation ; **f** : détendeur d'injection thermostatique garantissant une température maximale au refoulement ; **g** : électrovanne ; **h** : clapet de retenue ; **i** : séparateur d'huile ; **j** : chauffage de l'huile permettant un dégazage partiel ; **k** : régulation de la haute pression ; **l** : collecteur d'aspiration ; **m** : condenseur à air ; **n** : bouteille de réserve liquide ; **o** : détendeur thermostatique permettant l'alimentation de l'échangeur p ; **p** : échangeur permettant le sous-refroidissement du liquide ; **q** : détendeur permettant l'alimentation de l'évaporateur ; **r** : évaporateur ; **s** : prise de température et de pression permettant le contrôle de la surchauffe.

10.2 Alimentation noyée

Le fluide frigorigène utilisé ici est de l'ammoniac. L'huile, plus dense et non miscible à l'ammoniac, se dépose en partie basse du séparateur BP. Cette huile est donc récupérée encore mélangée à de l'ammoniac. Ce mélange est distillé au niveau du rectifieur.

10.2.1 Avantages

– Le coefficient d'échange thermique de l'évaporateur est optimal, l'évaporateur est donc d'une surface d'échange réduite et d'un prix compétitif.
– La bouteille séparatrice, nécessaire, sécurise les compresseurs contre les coups de liquide.

10.2.2 Inconvénients

– La charge en fluide frigorigène est importante.
– Le coût de l'installation est élevé.

Figure 10.3 – Schéma de principe (doc. Johnson Controls).

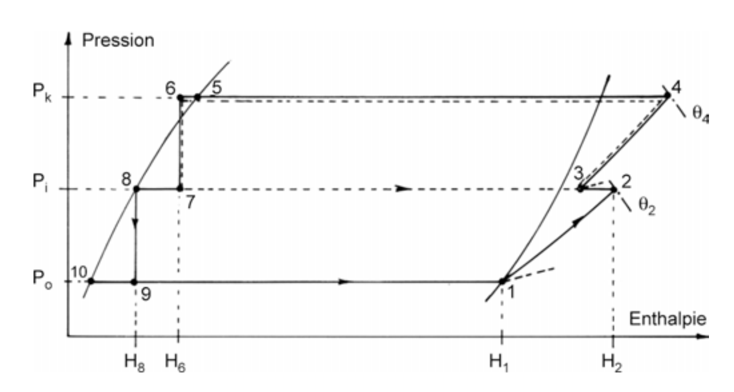


Figure 10.4 – Cycle de fonctionnement.

◀ **Figure 10.3** – Schéma de principe (doc. Johnson Controls).

a : aspiration du compresseur à vis ; **b** : suralimentation ; **c** : alimentation en huile du compresseur à vis ; **d** : refoulement ; **e** : séparateur d'huile ; **f** : chauffage de l'huile ; **g** : refroidisseur d'huile ; **h** : régulateur de la haute pression ; **i** : condenseur ; **j** : rectifieur ; **k** : bouteille accumulatrice haute pression ; **l** : régulateur de niveau haute pression ; **m** : organe d'alimentation de la bouteille séparatrice moyenne pression ; **n** : bouteille séparatrice et refroidisseur intermédiaire moyenne pression ; **o** : régulateur de niveau intermédiaire ; **p** : organe d'alimentation de la bouteille séparatrice basse pression ; **q** : bouteille séparatrice basse pression ; **r** : évaporateur (échangeur à plaques).

10.2.3 Principe du rectifieur

La figure 10.5 explique le principe du rectifieur :

– en **a**, arrivée de l'huile associée à de l'ammoniac ;
– en **b**, retour vers la conduite d'aspiration du mélange distillé : l'ammoniac en phase gazeuse est séparé de l'huile ;
– en **c**, fluide frigorigène liquide provenant du condenseur ;
– en **d**, fluide frigorigène liquide sous-refroidi ;
– en **f**, conduite d'aspiration.

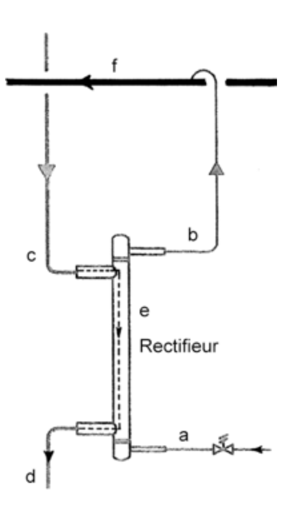


Figure 10.5 – Rectifieur.

11 • PROBLÈMES D'HUILE AVEC LES FLUIDES FRIGORIGÈNES EN ALIMENTATION DE TYPE NOYÉE

11.1 Cas où l'huile est moins dense et miscible avec le fluide frigorigène

Explication succincte du fonctionnement (figure 11.1) :

– **Cycle de récupération de l'huile** : le mélange fluide frigorigène-huile est admis dans le décanteur à partir de la crépine **16**. Dans le décanteur, le fluide frigorigène mélangé à l'huile s'évapore et est évacué par la conduite **8**.
– **Cycle d'évacuation de l'huile** : les électrovannes **12** et **13** sont mises hors tension, les gaz chauds sont admis dans le décanteur par l'électrovanne **14** qui est mise sous tension. L'électrovanne **15** alimentée permet l'évacuation de l'huile.

Les figures 11.2 et 11.3 détaillent le fonctionnement d'une technologie proposée par le fabricant US Reco permettant la récupération de l'huile dans un refroidisseur de liquide.

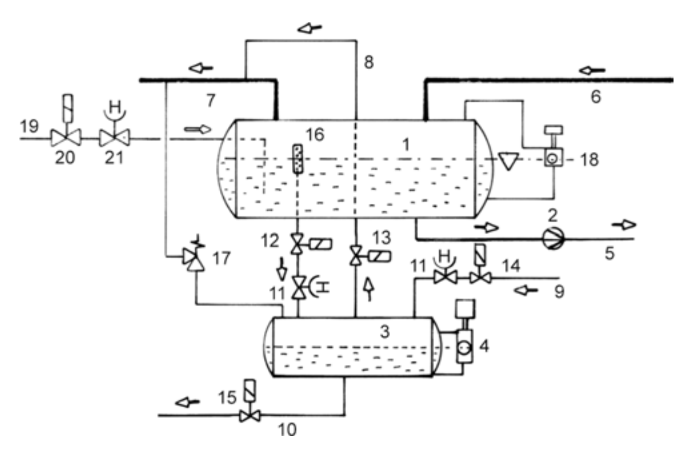


Figure 11.1 – Schéma de principe d'une récupération d'huile dans un séparateur basse pression.

1 : bouteille séparatrice BP ; **2** : pompe à fluide frigorigène ; **3** : décanteur d'huile ; **4** : contrôleur de niveau d'huile dans le décanteur ; **5** : tuyauterie d'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène ; **6** : retour des évaporateurs ; **7** : conduite d'aspiration ; **8** : fluide frigorigène gazeux provenant de la distillation du mélange dans le décanteur ; **9** : alimentation en fluide frigorigène gazeux à la haute pression ; **10** : retour d'huile ; **11** : régleurs manuels ; **12** : électrovanne permettant l'admission du mélange riche en huile du séparateur vers le décanteur ; **13** : électrovanne permettant l'aspiration du fluide frigorigène gazeux issu du décanteur ; **14** : électrovanne à gaz chauds ; **15** : électrovanne de retour d'huile ; **16** : crépine d'admission du mélange huile et fluide frigorigène au décanteur ; **17** : soupape non atmosphérique permettant la décharge de la bouteille de réserve d'huile vers la basse pression ; **18** : régulateur de niveau ; **19** : ligne liquide ; **20** : électrovanne liquide ; **21** : régleur manuel.

Tableau 11.1 – Automatisme simplifié de l'installation de la figure 11.1.

Électrovanne	**12**	**13**	**14**	**15**
Niveau faible dans le décanteur	1	1	0	0
Niveau maximum dans le décanteur	0	0	1	1

Légende : 1 : électrovanne alimentée, vanne ouverte. 0 : électrovanne hors tension, vanne fermée.

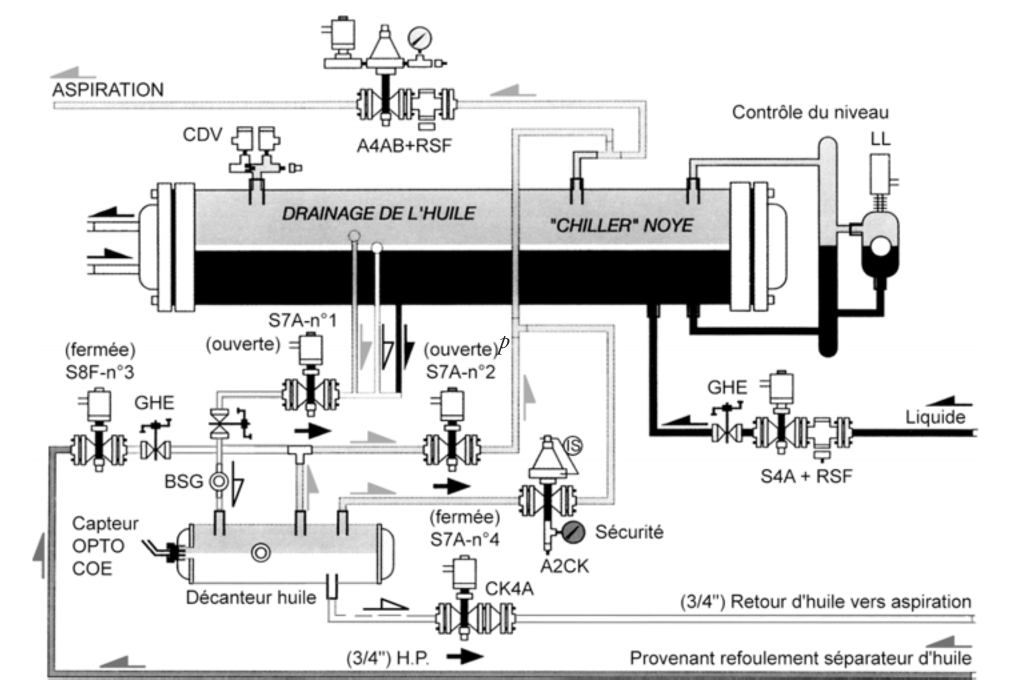


Figure 11.2 – Fonctionnement normal sans récupération d'huile (doc. US Reco).

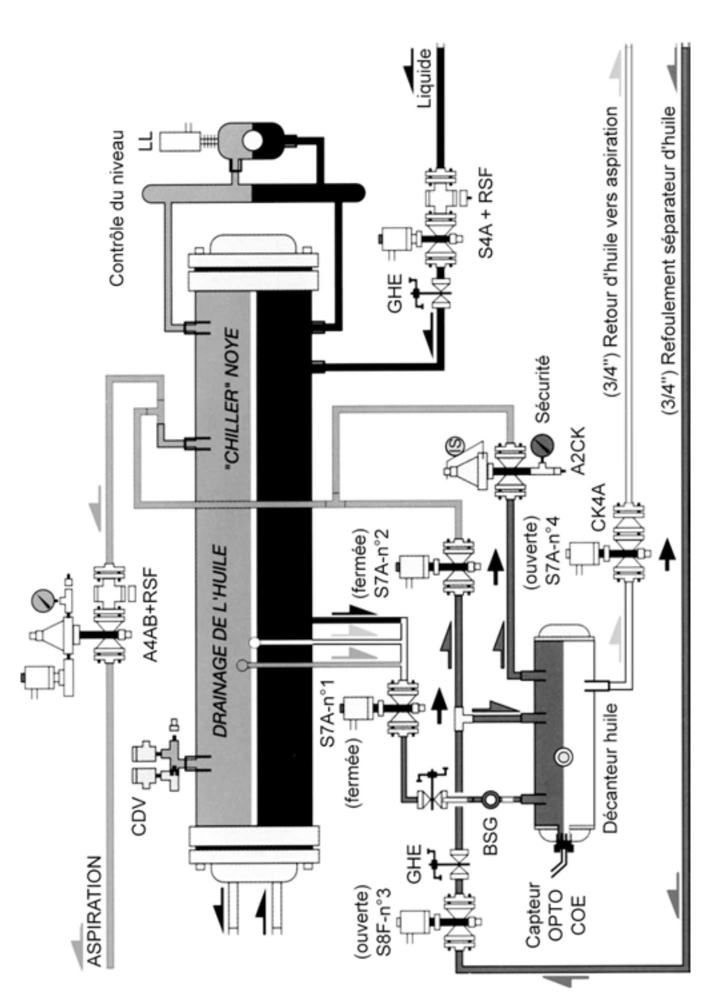


Figure 11.3 – Déclenchement du cycle de récupération de l'huile (doc. US Reco).

Tableau 11.2 – Automatisme simplifié de l'installation de la figure 11.2.

Électrovanne	**1**	**2**	**3**	**4**
Niveau faible dans le décanteur Pas de récupération	1	1	0	0
Niveau maximum dans le décanteur Récupération de l'huile	0	0	1	1

Légende : 1 : vanne alimentée, ouverte. 0 : vanne hors tension, fermée.

11.2 Cas où l'huile est plus dense et non miscible avec le fluide frigorigène

En froid industriel, ce cas correspond à l'ammoniac.

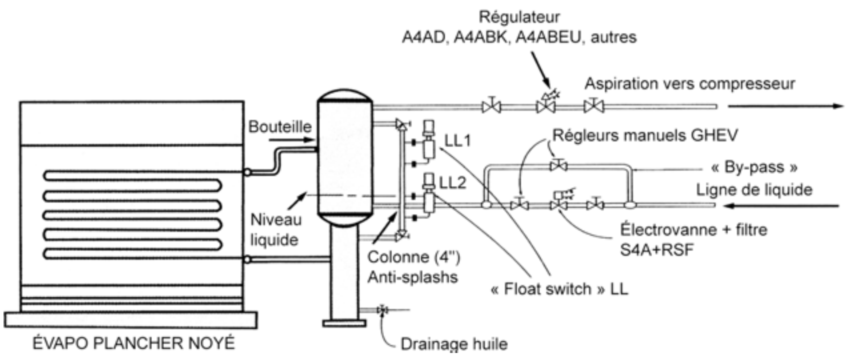


Figure 11.4 – Exemple d'installation fonctionnant à l'ammoniac (doc. US Reco).

L'huile étant plus dense, elle se dépose aux différents points bas de l'installation : sa récupération pose alors moins de problème.
La récupération de l'huile peut être effectuée de façon cyclique automatique ou manuellement.

12 • DÉGIVRAGES

Le givre est de la vapeur d'eau condensée puis cristallisée sur l'évaporateur. Cette vapeur d'eau provient essentiellement des denrées entreposées et du renouvellement d'air lié aux ouvertures des portes.

Le renouvellement d'air peut être réduit à partir de l'arrêt automatique des ventilateurs lors de l'ouverture des portes.

Un rideau écran réalisé en lanières plastiques transparentes disposé au droit des ouvertures est également efficace.

Dans le cas d'enceintes à basse température, des quais ou des sas réfrigérés réduisent efficacement les apports de vapeur d'eau et les apports thermiques.

La quantité de givre produite est d'autant plus faible que le pincement des évaporateurs est faible. Cette sujétion suppose des évaporateurs largement dimensionnés donc coûteux.

Sur un évaporateur, le givre joue le rôle d'isolant thermique ; les transferts de chaleur sont donc réduits, le volume de vapeur résultant de l'ébullition est moindre et la basse pression baisse. Par ailleurs, le givre réduit le débit d'air traversant l'évaporateur. Le givre doit donc être éliminé lorsqu'il devient trop pénalisant.

Le dégivrage implique l'arrêt de la production du froid de l'évaporateur à dégivrer et l'apport de chaleur approprié.

Le moment le plus opportun pour enclencher un dégivrage n'est pas forcément évident à déterminer.

Le rendement énergétique d'un dégivrage résulte du rapport entre l'énergie nécessaire à l'élimination du givre et l'énergie totale dépensée lors du processus de dégivrage.

Des dégivrages trop rapprochés donnent de faibles rendements de dégivrage.

Des dégivrages trop espacés dégradent exagérément le COP lors de la production du froid.

L'enclenchement des dégivrages peut être assuré par les moyens suivants :

- cycliquement ;
- à partir de la perte de charge sur l'air traversant l'évaporateur ;
- à partir de l'interruption d'un faisceau lumineux traversant l'évaporateur (rare) ;
- à partir de l'écart de température sur l'air entre l'amont et l'aval du frigorifère (l'écart est croissant avec le givrage) ;
- en installation à un seul point de froid, à partir d'un pressostat basse pression.

Pour interrompre le cycle de dégivrage, on se réfère au temps et/ou à une température mesurée par une sonde judicieusement disposée sur l'évaporateur.

Les dégivrages peuvent être réalisés par apport de chaleur externe : air, eau ou résistances électriques. Les apports externes ne permettent pas généralement un dégivrage homogène ; par contre, le coût à l'installation de ces différents procédés est généralement compétitif.

Le dégivrage par apport interne (en l'occurrence les gaz chauds) est très efficace. Le temps nécessaire au dégivrage est faible et la fusion du givre est homogène sur toute la surface de l'échangeur. La consommation énergétique que ce procédé induit est par ailleurs réduite.

12.1 Dégivrage par les gaz chauds avec différentiel de pression entre les gaz chauds et la ligne liquide

Les gaz chauds sont injectés à la sortie de l'évaporateur. Ces gaz chauds se désurchauffent, se liquéfient, et le fluide frigorigène liquide est enfin réinjecté dans la ligne liquide principale (figure 12.1).

Pour que cette réinjection soit possible, il est nécessaire de garantir un différentiel de pression d'environ 1,5 bar entre les gaz chauds et la ligne liquide de réinjection (voir figure 12.3).

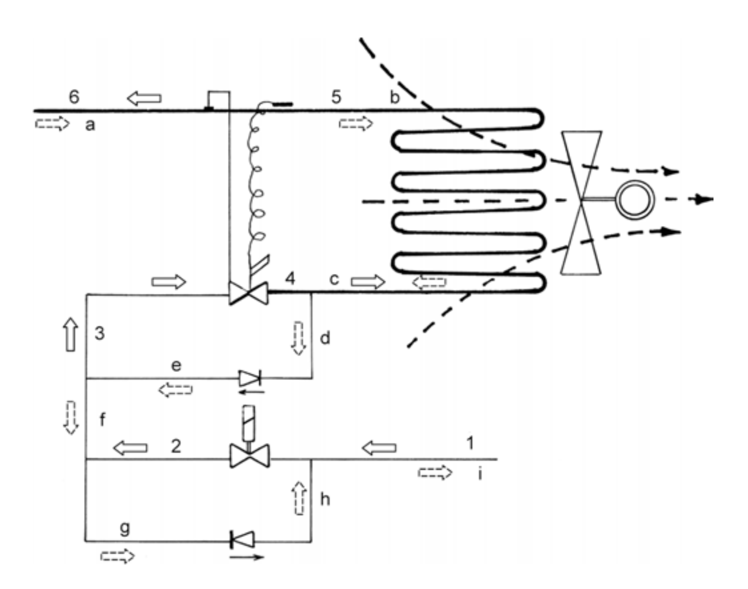


Figure 12.1 – Schéma fluidique de principe d'un évaporateur à dégivrage par les gaz chauds.

Flèches pleines : sens du fluide en réfrigération. **Flèches en pointillés** : sens du fluide en dégivrage. Les repères par chiffres correspondent au cheminement du fluide en réfrigération. Les repères par lettres correspondent au cheminement du fluide frigorigène en dégivrage.

Remarques pratiques :

– En dégivrage, les gaz chauds étant admis par la sortie de l'évaporateur, le bulbe du détendeur est à une température élevée, ce qui a pour conséquence de provoquer l'ouverture complète de l'organe de détente.
– Lors de la remise en marche froid, il n'est pas rare qu'il se produise des coups de bélier. Pour limiter ce problème, il est conseillé de monter l'électrovanne liquide aussi près que possible du détendeur.

Le régulateur de la figure 12.2 est installé sur la ligne liquide ; il comporte un pilote électrique à ouverture impérative.



Figure 12.2 – Régulateur permettant de garantir un différentiel de pression en dégivrage (doc. US Reco).

En réfrigération normale (aucun poste en dégivrage), le pilote électrique est sous tension, le régulateur ne crée pas de perte de charge.

En dégivrage (un ou plusieurs postes), le pilote électrique est mis hors tension, le régulateur crée alors une perte de charge de 1,5 bar.

Le fluide frigorigène liquide provenant des évaporateurs en dégivrage peut alors être réinjecté dans la ligne liquide principale.

Certains régulateurs de ce type ont des pressions différentielles réglables.

Sur la figure 12.3, considérons le poste **1** (vitrine à – 7 °C). L'électrovanne **1** permet l'admission des gaz chauds en dégivrage. Elle est hors tension en réfrigération et sous tension en dégivrage.

L'électrovanne **6** permet l'alimentation en fluide frigorigène liquide de ce poste. Elle est sous tension en réfrigération et hors tension en dégivrage.

Le régulateur **2** permet de garantir une pression amont réglable ; il comporte un pilote électrique avec fermeture impérative. Ce régulateur permet donc de garantir une température d'ébullition minimale à ce point de froid.

Lors d'un dégivrage, la pression dans la ligne gaz chauds est de 13,5 bars alors que la pression dans la ligne liquide est de 12 bars (par exemple).

Remarque

Les pressions ci-dessus peuvent bien sûr varier, mais le différentiel est constant.

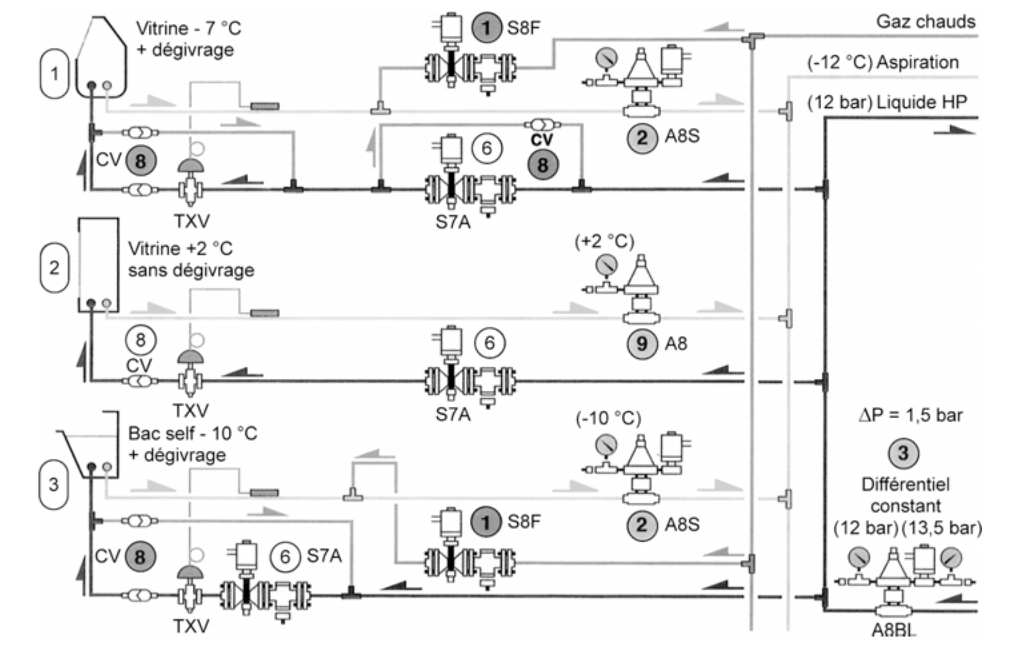


Figure 12.3 – Exemple d'automatisme d'une installation à dégivrage par les gaz chauds (doc. US Reco).

Tableau 12.1 – Résumé de l'automatisme d'un poste.

	VEM1	VEM2	VEM6	VEM3
Aucun poste en dégivrage	0	1	1	1
Poste 1 en dégivrage	1	0	0	0

12.2 Dégivrage par les gaz chauds sans différentiel de pression

Cette technologie utilise un flotteur haute pression pour évacuer le fluide frigorigène condensé vers la basse pression lors du processus de dégivrage.

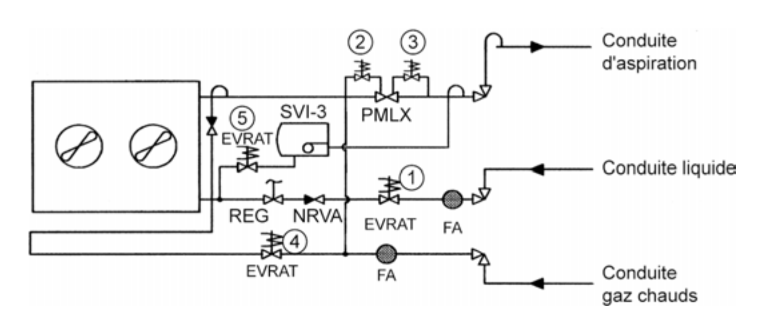


Figure 12.4 – Schéma de principe (doc. Danfoss).

PMLX : vanne principale pilotée. **SV1-3** : flotteur haute pression. **EVRAT** : électrovanne. **FA** : voyant. **NRVA** : clapet anti-retour. **REG** : organe d'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène liquide.

Les flotteurs Danfoss « conventionnels » peuvent convenir pour cette application ; il faut alors obturer l'orifice égalisateur haut et monter le flotteur avec un kit spécial.

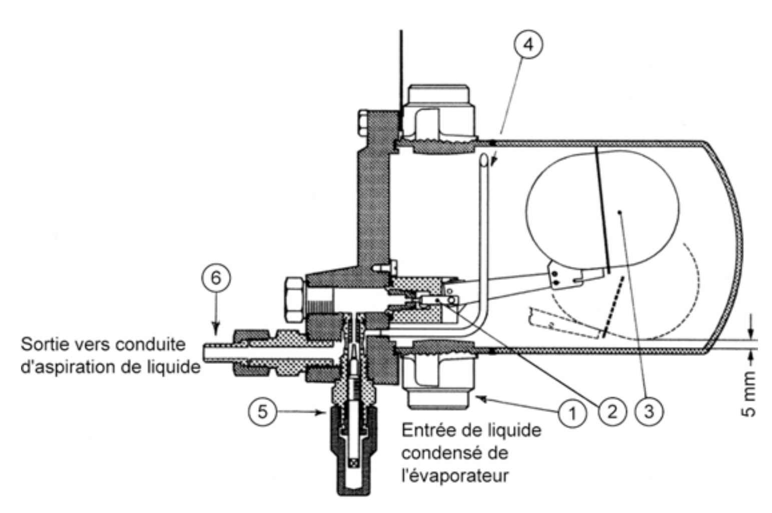


Figure 12.5 – Flotteur haute pression permettant le drainage du fluide frigorigène liquide (repéré SV1-3 sur la figure 12.4) (doc. Danfoss).

1 : entrée du fluide frigorigène condensé ; **2** : pointeau ; **3** : flotteur ; **4** : conduite de drainage du gaz ; **5** : vanne d'étranglement à réglage manuel ; **6** : conduite d'évacuation du fluide frigorigène liquide vers la basse pression.

Tableau 12.2 – Principe de l'automatisme du dégivrage.

Électrovanne	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Marche « froid »	1	1	0	0	0
Dégivrage	0	0	1	1	1

Cette technologie assurant le retour du fluide frigorigène liquide dans la conduite d'aspiration est associée ici à une vanne principale pilotée (figure 12.6) repérée PMLX sur la figure 12.4.

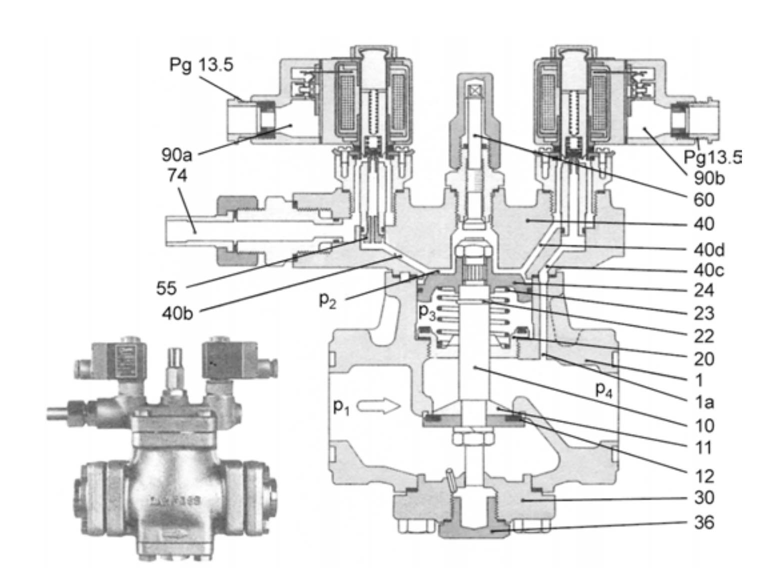


Figure 12.6 – Vue en coupe de la vanne principale pilotée (doc. Danfoss).

1 : corps de vanne ; **1a** : canal dans le corps de vanne ; **10** : tige de vanne ; **11** : cône d'étranglement ; **12** : clapet de vanne ; **20** : guide intérieur ; **22** : bague de verrouillage ; **23** : ressort ; **24** : servopiston ; **30** : couvercle de fond ; **36** : bouchon de fond ; **40** : couvercle ; **40b, c et d** : canaux dans le couvercle 40 ; **55** : orifice amortisseur ; **60** : tige pour ouverture manuelle ; **74** : raccord externe ; **90a et b** : électrovannes pilotes.

Fonctionnement (figure 12.6) :

- En marche « réfrigération », l'électrovanne pilote **90a** est sous tension et l'électrovanne **90b** hors tension. La pression des gaz chauds s'exerce alors sur le servopiston **24**, la vanne principale s'ouvre.
- En dégivrage, l'électrovanne **90a** est mise hors tension et l'électrovanne **90b** sous tension. Les gaz chauds se trouvant en partie supérieure du servopiston sont évacués par les orifices **40d** et **40c**, le ressort repousse le servopiston vers le haut : il en découle la fermeture de la vanne principale.

Ce choix technologique nécessite une bouteille anti-coup de liquide en amont des compresseurs.

12.3 Évaporateur en froid industriel

Lorsqu'un dysfonctionnement intervient sur le processus de dégivrage, les interventions de dépannage sont pénibles et coûteuses. Il peut alors arriver qu'il faille dégivrer manuellement par aspersion d'eau chaude.
C'est pourquoi le choix d'un système de dégivrage fiable est primordial.
La conception des évaporateurs doit permettre la meilleure efficacité possible du dégivrage.

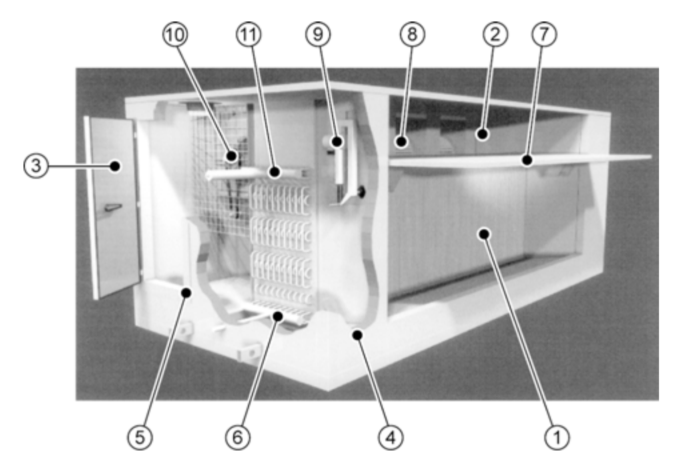


Figure 12.7 – Exemple d'évaporateur industriel où le dégivrage est optimisé (doc. Raffel).

1 : batterie froide (entrée de l'air) ; **2** : soufflage de l'air refroidi ; **3** : porte d'accès pour la maintenance, le dépannage ; **4** : caisson isolé ; **5** : le bâti peut comporter un cordon chauffant ; **6** : collecteur d'admission du fluide frigorigène ; **7** : volet ; **8** : ventilateur centrifuge ; **9** : vérin et mécanisme de commande du volet ; **10** : moteur d'entraînement des ventilateurs ; **11** : collecteur d'aspiration du fluide frigorigène.

Cycle de dégivrage de l'évaporateur de la figure 12.7 :
1. Arrêt de l'alimentation en fluide.
2. Arrêt de la ventilation.
3. Fermeture du volet obturant l'entrée et la sortie d'air.
4. Mise en marche de la ventilation à débit réduit par inversion du sens de rotation ou par moteur à deux vitesses.
5. Mise en marche du système de dégivrage.

À ce stade, le processus de dégivrage peut commencer.

Sous l'action combinée des ventilateurs et du système de dégivrage, l'air brassé se réchauffe et élimine le givre fixé sur les parois du caisson et les ailettes de la batterie.

Après une vingtaine de minutes, la ventilation est arrêtée pour permettre à l'eau de dégivrage de s'évacuer. Cette eau est récupérée par un bac d'écoulement situé sous la batterie, et est ensuite évacuée à l'extérieur.

La fin du dégivrage peut être commandée par un thermostat de fin de dégivrage.

Lorsque l'échangeur est totalement dégivré et sec, le volet s'ouvre et le cycle de refroidissement redémarre.

Ces batteries peuvent être à dégivrage électrique ou par gaz chauds ; dans tous les cas, le bac de récupération des condensats doit être chauffé.

13 • CENTRALES FRIGORIFIQUES

13.1 Centrale positive associée à une centrale négative

13.1.1 Marche en réfrigération (figure 13.1)

Le régulateur **4** est ouvert en grand, l'électrovanne pilote **4′** est alors sous tension. Le (ou les) compresseur(s) basse température aspire(nt) le fluide frigorigène au travers de la VEM3. Les électrovannes **1** et **2** sont alors hors tension (elles sont fermées).

L'électrovanne **5** est également alimentée.

L'électrovanne **6** est hors tension.

13.1.2 Fonctionnement lors du dégivrage des postes négatifs

Les compresseurs de la centrale négative sont à l'arrêt.

Le régulateur **4** crée une perte de charge d'environ 1,5 bar, son électrovanne pilote étant hors tension.

L'électrovanne **1** est hors tension (fermée).

L'électrovanne **2** est sous tension (ouverte).

L'électrovanne **3** est hors tension.

L'électrovanne **4** est hors tension.

L'électrovanne **5** est sous tension.

L'électrovanne **6** est sous tension.

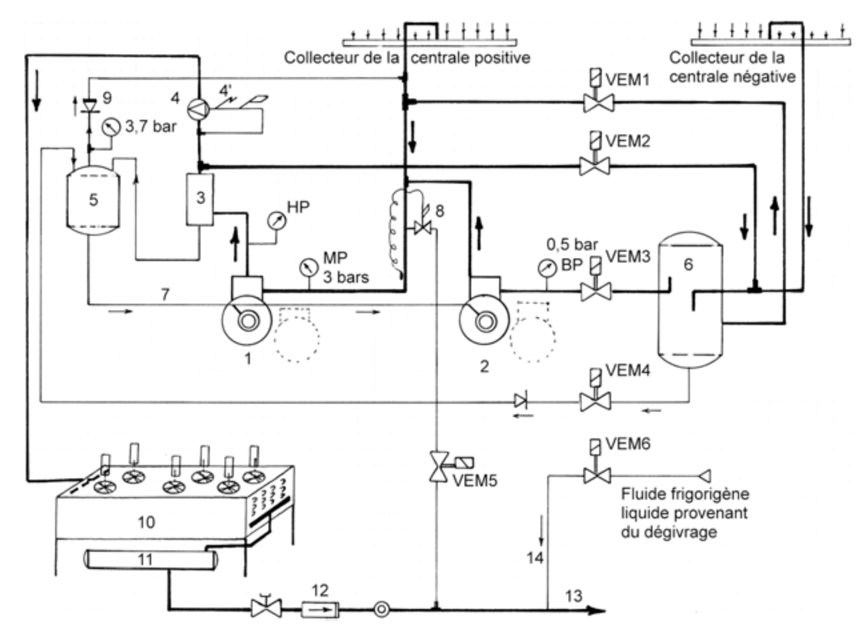


Figure 13.1 – Schéma de principe d'une installation existante.

1 : compresseur des postes positifs ; **2** : compresseur des postes négatifs ; **3** : séparateur d'huile ; **4** : régulateur garantissant une pression différentielle de 1,5 bar en dégivrage ; ce régulateur est associé à une électrovanne pilote ; **5** : réservoir d'huile ; **6** : bouteille d'aspiration anti-coup de liquide ; **7** : alimentation des régulateurs de niveau d'huile ; **8** : détendeur d'injection thermostatique ; **9** : clapet casse-pression du réservoir d'huile ; **10** : condenseur à air ; **11** : bouteille de réserve liquide ; **12** : filtre déshydrateur ; **13** : ligne liquide principale ; **14** : retour du fluide frigorigène liquide provenant des évaporateurs en dégivrage.

13.1.3 Remise en marche en réfrigération des postes négatifs

Après le dégivrage, la pression élevée dans les évaporateurs basse température conduirait à une surcharge dangereuse pour les moteurs d'entraînement des compresseurs.

L'électrovanne **1** est alors mise sous tension, ce qui permet aux compresseurs haute pression d'abaisser la pression dans les évaporateurs basse température.
Une régulation pressostatique autorise la mise en marche des compresseurs basse température lorsque la pression le permet.
Ce procédé suppose une puissance frigorifique positive supérieure à la puissance frigorifique négative.

Tableau 13.1 – Tableau récapitulatif des différents automatismes de fonctionnement.

	VEM1	VEM2	VEM3	VEM4	VEM5	VEM6	Électrovanne pilote du régulateur 4 (4′)
Réfrigération	0	0	1	1	1	0	1
Dégivrage	0	1	0	0	1	1	0
Automatisme après un dégivrage	1	0	0	0	1	0	1

13.2 Circuit d'huile d'une centrale frigorifique équipée de compresseurs à pistons

Ces compresseurs sont lubrifiés par des pompes à huile de type volumétrique à engrenages.
Chaque compresseur est équipé d'un pressostat différentiel d'huile.
Les carters sont équipés de résistances de carter alimentées lors de l'arrêt des compresseurs.
Les clapets tarés **4** garantissent une pression d'huile dans les bouteilles de réserve d'huile de 1,4 bar supérieure à la basse pression. Le rôle principal de la réduction de la pression de l'huile est de permettre son dégazage. Sans cet artifice, l'huile réinjectée dans les carters émulsionnerait.

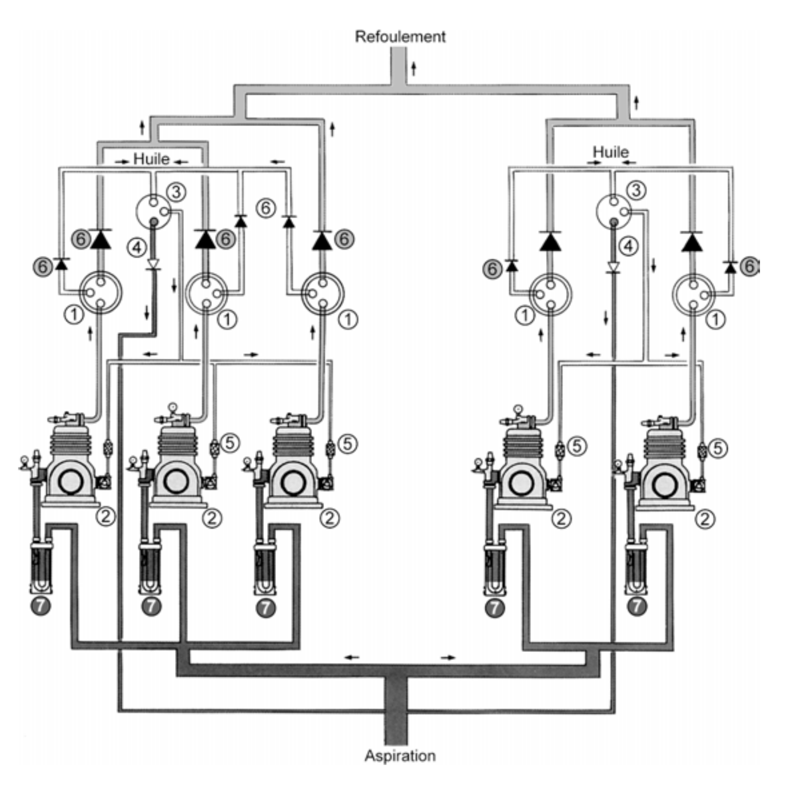


Figure 13.2 – Schéma de principe du raccordement fluidique des accessoires spécifiques à l'huile (doc. US Reco).

1 : séparateur d'huile ; **2** : régulateurs de niveau d'huile qui peuvent être mécaniques ou électroniques ; **3** : réservoirs d'huile ; **4** : clapet différentiel taré à 1,4 bar ; **5** : filtres à huile ; **6** : clapets anti-retour ; **7** : bouteille d'aspiration anti-coup de liquide.

13.3 Centrale basse température avec compresseurs à vis

La centrale décrite dans la figure 13.3 peut être livrée en moyenne température ou en basse température. En version basse température, l'économiseur est monté en standard.

13.3.1 Compresseurs

– Marque Bitzer.
– Semi-hermétiques à vis à entraînement direct.
– Moteur triphasé avec protection électronique et bobinage pour démarrage fractionné.
– Clapet de refoulement interne.
– Vannes d'aspiration et de refoulement.
– Réduction de puissance : possible selon plage de fonctionnement.

13.3.2 Réservoir de liquide

– Réservoir vertical en version standard.
– Vanne d'isolement sur départ et retour.
– Soupape de sécurité double sur vanne 3 voies.
– Indicateur de niveau de liquide isolable.
– Pression maximale de service : 32 bars.
– Conforme à la directive DESP 97/23/CE.

13.3.3 Refroidissement d'huile

– Refroidisseur d'huile à ventilation hélicoïde.
– Vanne 3 voies de régulation de température d'huile.
– Thermostat électronique de régulation.

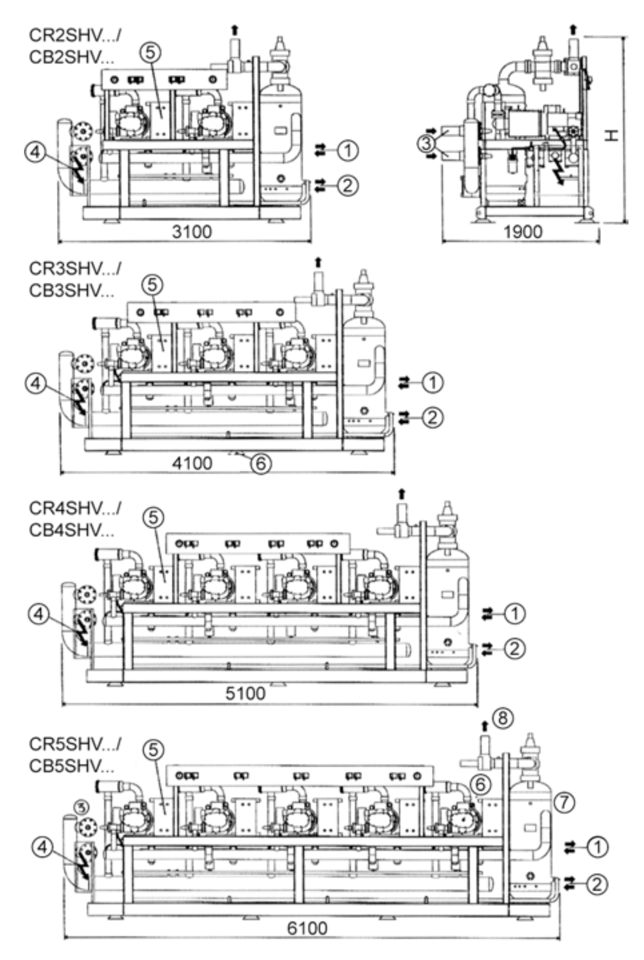


Figure 13.3 – Schéma de principe (doc. ProFroid).

1 : raccordements économiseur ; **2** : raccordements du refroidisseur d'huile (à air ou à eau) ; **3** : raccordement aspiration ; **4** : coffret électrique ; **5** : économiseur ; **6** : compresseur à vis ; **7** : séparateur d'huile ; **8** : raccordement au condenseur.

13.3.4 Circuit économiseur

– Échangeur à plaques avec isolation thermique.
– Filtre d'aspiration à cartouche remplaçable.
– Détendeur thermostatique.
– Voyant, électrovanne.
– Électrovanne sur le liquide sous-refroidi.
– Vannes d'isolement.
– Vanne à pression constante.

De nombreuses options sont possibles sur ces centrales : capteurs de pression BP et/ou HP, bouteille anti-coup de liquide, refroidissement de l'huile par thermosiphon, etc.

13.4 Centrales positives et négatives avec séparateur d'huile commun

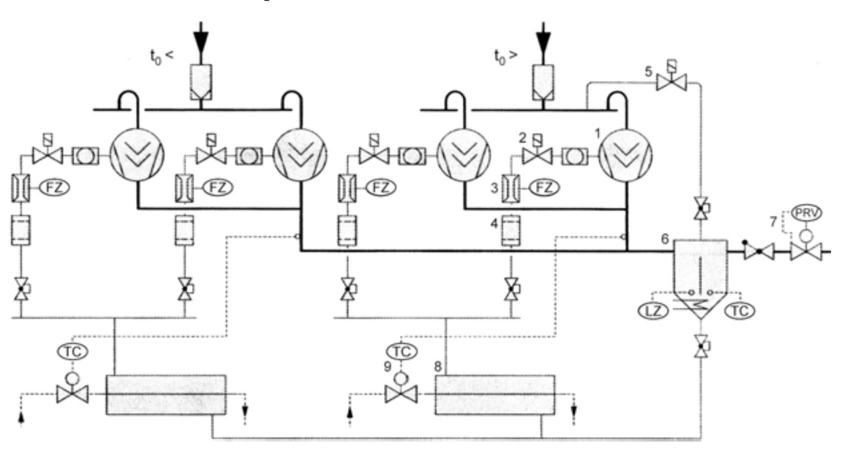


Figure 13.4 – Fonctionnement en parallèle de centrales à températures différentes.

1 : compresseur ; **2** : vanne magnétique d'huile ; **3** : contrôleur de débit d'huile ; **4** : filtre à huile ; **5** : bipasse d'arrêt ; **6** : séparateur d'huile avec résistance et contrôleur de niveau ; **7** : régulateur de pression du condenseur ; **8** : refroidisseur d'huile à eau ; **9** : vanne de régulation thermostatique.

Sur la figure 13.4, le séparateur d'huile est commun aux deux centrales. Par contre, chaque centrale dispose de son propre refroidisseur d'huile. Les conditions de marche étant différentes, il est nécessaire que les refroidisseurs d'huile propres à chacune des centrales soient régulés indépendamment (**9**).
Il est par ailleurs possible d'équiper ces centrales de compresseurs de volumes engendrés différents, ceci permettant une adaptation optimisée de la puissance frigorifique aux besoins et une moindre consommation d'énergie.

14 • RÉGULATEURS DE PRESSION ET VANNES

14.1 Vannes amont et aval

En régulation frigorifique, les vannes amont et aval sont très utilisées.
Les vannes dites « amont » contrôlent la pression en amont de la vanne et sont insensibles à la pression en aval.

■ Principe de fonctionnement d'une vanne amont (figure 14.1)

La pression de sortie s'exerce respectivement sur le soufflet et sur le clapet de la vanne ; ces deux éléments ayant le même diamètre, la force d'ouverture qui s'exerce sur le soufflet est égale à la force de fermeture qui s'exerce sur le clapet, de sorte que ces deux forces s'annulent. La pression de sortie n'a donc pas d'influence sur l'ouverture ou la fermeture de la vanne. La pression d'entrée s'exerçant sous le clapet de la vanne crée une force d'ouverture. Cette vanne est donc bien une vanne amont.
À l'inverse, les vannes dites « aval » contrôlent une pression en sortie de la vanne et sont insensibles à la pression en amont.

■ Principe de fonctionnement d'une vanne aval (figure 14.2)

La pression d'entrée s'exerce d'une part sur le soufflet, ce qui produit une force de fermeture, et d'autre part sur le clapet de la vanne, ce qui produit une force d'ouverture ; ces deux éléments ayant le même diamètre, les deux forces s'annulent. La pression de sortie s'exerce sous le clapet, ce qui crée une force de fermeture. Cette vanne est donc bien une vanne aval.

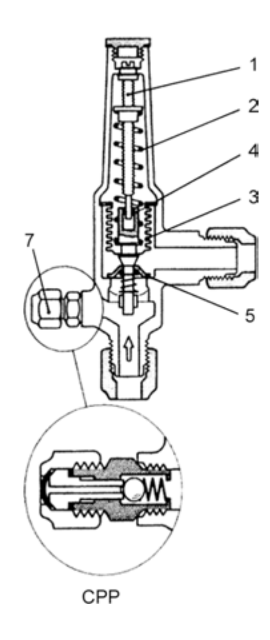


Figure 14.1 – Vue en coupe d'une vanne amont (doc. Danfoss).

1 : tige de réglage ; **2** : ressort de réglage ; **3** : soufflet ; **4** : dispositif amortisseur ; **5** : clapet de la vanne ; **7** : prise de pression amont de la vanne.

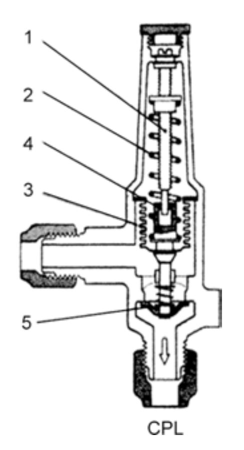


Figure 14.2 – Vue en coupe d'une vanne aval (doc. Danfoss).

1 : tige de réglage ; **2** : ressort de réglage ; **3** : soufflet ; **4** : système amortisseur ; **5** : clapet de la vanne.

14.2 Vannes à commande directe

Les deux vannes décrites précédemment sont des vannes à commande directe.

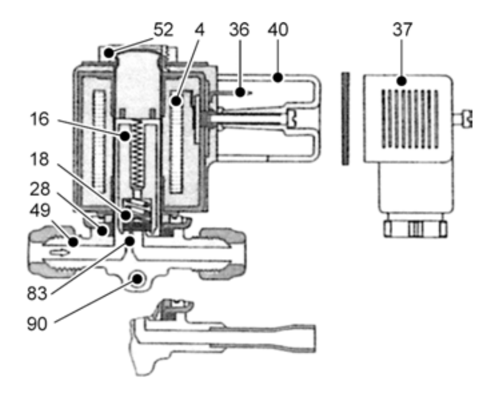


Figure 14.3 – Exemple de vanne solénoïde à commande directe.

4 : bobine ; **16** : induit ; **18** : clapet de la vanne ; **28** : joint ; **37** : alimentation électrique ; **49** : corps de vanne ; **83** : siège de vanne ; **90** : trou de montage.

La force nécessaire à l'ouverture de la vanne résulte uniquement de l'induction magnétique produite par la bobine. La pression du fluide n'intervient pas dans le processus de fonctionnement de la vanne.
Cette technologie est généralement réservée aux petites puissances ou aux vannes pilotes.

14.3 Régulateurs frigorifiques à servocommande

En froid industriel, les différentes vannes sont généralement de dimensions importantes. Sans servocommande, ces vannes demanderaient des énergies extérieures importantes.
Grâce à la servocommande, un signal pilote de faible valeur permet le fonctionnement de la vanne.

Les régulateurs à servocommande ont besoin d'une faible énergie pilote pour fonctionner.

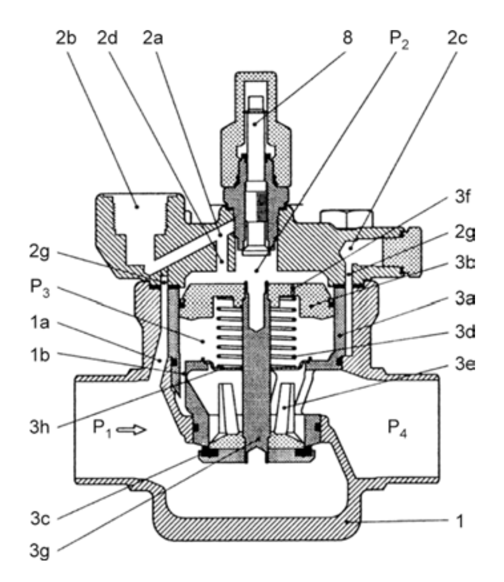


Figure 14.4 – Description d'un régulateur à servocommande (doc. Danfoss).

1 : corps ; **1a** : canal pilote vers côté aspiration ; **1b** : espace circulaire entre le corps et le module ; **2a** : canal pilote dans le couvercle supérieur ; **2b** : orifice d'insertion du pilote ; **2c** : prise manométrique ; **2d** : canal d'entrée au sommet du piston ; **2g** : cannelure circulaire ; **3a** : cylindre ; **3b** : piston ; **3c** : plaque de vanne ; **3d** : ressort ; **3e** : cône ; **3f** : orifice d'égalisation ; **3g** : tige ; **3h** : plaque support de ressort ; P_1 : pression d'entrée ; P_2 : pression sur piston ; P_3 : pression sous piston ; P_4 : pression de sortie ; **8** : tige d'ouverture manuelle.

■ Principe de fonctionnement d'un régulateur à servocommande (figure 14.4)

La vanne principale ICS est une vanne à commande pilote. Le type de la ou des vannes pilotes utilisées détermine leur fonctionnement. La vanne principale ICS à vanne(s) pilote(s) commande l'écoulement du fluide frigorigène

par modulation ou marche/arrêt, en fonction du mode opérationnel de la vanne pilote et de la vanne ICS. La tige manuelle peut être utilisée pour ouvrir le clapet de la vanne.
Le degré d'ouverture de la vanne principale est déterminé par la différence de pression (pression différentielle) entre la pression P_2 qui s'exerce sur la face supérieure du servopiston 3b et la pression P_3 qui s'exerce sous la sous-face du servopiston.
Lorsque la différence de pression est nulle, la vanne principale est complètement fermée.
Lorsque la différence de pression est supérieure ou égale à 0,2 bar (3 psi), la vanne principale est complètement ouverte.
Lorsque la différence de pression ($P_2 - P_3$) est comprise entre 0,07 bar (1 psi) et 0,2 bar (3 psi), le degré d'ouverture de la vanne est directement proportionnel.

Hypothèses

– Diamètre du servopiston : 10 cm.
– Diamètre du clapet : 5 cm.
– Pression en amont de la vanne : 4 bars.
– Perte de charge de la vanne grande ouverte : 0,14 bar.

Cas n° 1

La conduite pilote est raccordée en amont de la vanne, la pression pilote est donc de 4 bars.
La vanne principale est ouverte en grand.
La différence de pression à laquelle est soumis le servopiston est donc de 0,14 bar lorsque la vanne est ouverte en grand.
Sa surface est :

$$S = \pi\frac{d^2}{4} = 3{,}14 \times \frac{0{,}1^2}{4} = 0{,}00785\ \text{m}^2$$

La force d'ouverture à laquelle est soumis le servopiston est donc :

$$F = 14\,000 \times 0{,}0785 = 109{,}9\ \text{N}$$

La différence de pression à laquelle est soumis le clapet est aussi de 0,14 bar.

A

GÉNÉRALITÉS SUR LE FROID INDUSTRIEL

La surface du clapet est la suivante :

$$S = \pi\frac{d^2}{4} = 3,14 \times \frac{0,05^2}{4} = 0,00196 \text{ m}^2$$

La force de fermeture à laquelle est soumis le clapet est donc :

$$F = 14\,000 \times 0,00196 = 27,47 \text{ N}$$

Dans le même temps, le ressort **9** crée une force de fermeture, mais de faible valeur : la vanne principale reste donc ouverte.

■ Cas n° 2

Disparition de la pression pilote.
Grâce à l'orifice d'égalisation dans le servopiston **3f**, la différence de pression devient nulle : la force d'ouverture disparaît donc, le ressort permet alors la fermeture de la vanne principale.

14.4 Différents pilotages des vannes principales

Les vannes ou organes pilotes peuvent être de type thermostatique, pressostatique ou autres. Leur fonctionnement peut être tout-ou-rien (TOR) ou progressif.

■ Exemple n° 1

L'installation de la figure 14.5 comporte deux points de froid à températures différentes.
Le compresseur garantit une basse pression assurant une ébullition de – 30 °C dans le poste du bas.
Le poste du haut doit fonctionner à une température minimale de – 15 °C.
Une vanne à pression constante permettrait de garantir cette température de – 15 °C.
Ici, du fait de l'importance de la puissance frigorifique, on utilise une vanne principale PM3 qui comporte deux vannes pilotes.

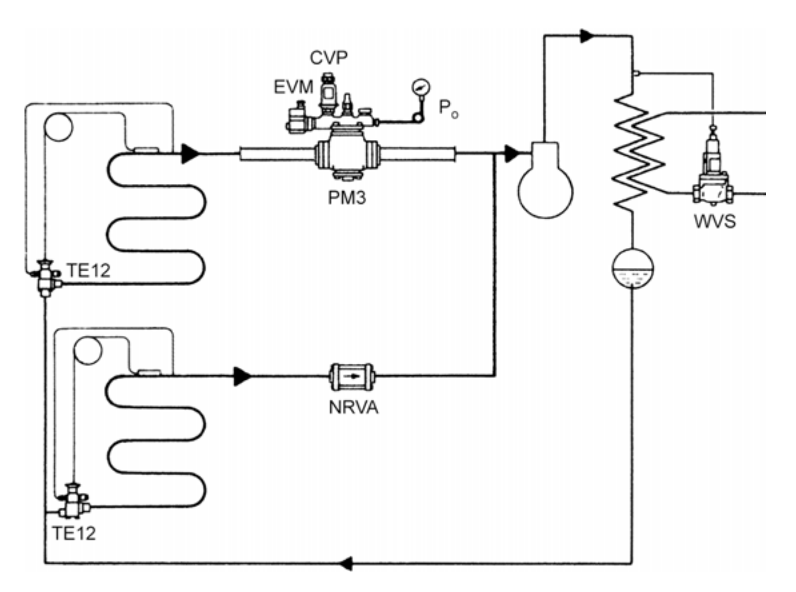


Figure 14.5 – Exemple n° 1 (doc. Danfoss).

La vanne pilote CVP est une vanne à pression constante, c'est elle qui permet de garantir la température minimale de – 15 °C.
L'électrovanne pilote EVM assure la marche ou l'arrêt de ce poste. Cette électrovanne est asservie à un thermostat d'ambiance par exemple.

■ Exemple n° 2

Il s'agit ici du refroidissement d'un liquide dont la régulation s'effectue par une vanne d'étranglement thermostatique pilote.
Fonctionnement (figure 14.6) : c'est la vanne thermostatique **12** qui est la vanne pilote de régulation, elle permet d'adapter la puissance frigorifique de l'installation aux besoins. La vanne à pression constante **13** est réglée de telle façon qu'elle interdit le fonctionnement à une température basse dangereuse. L'électrovanne pilote **14** associée au thermostat RT **17** provoque la fermeture de la vanne principale en cas de température du médium refroidi trop basse.

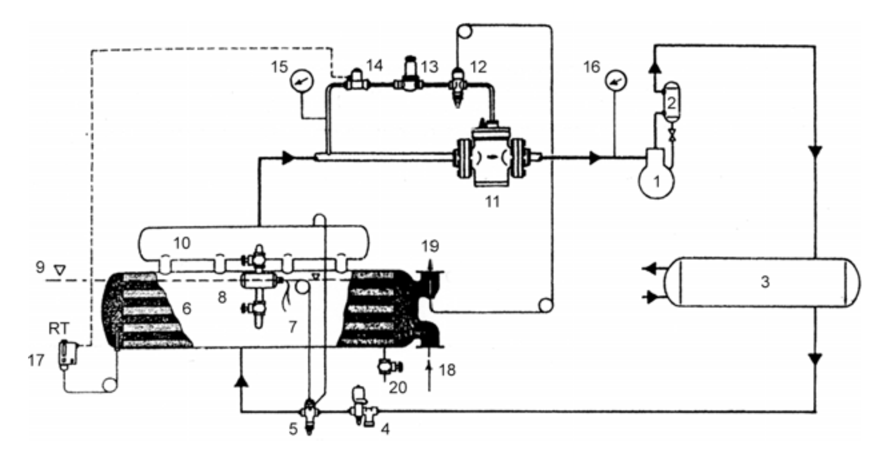


Figure 14.6 – Exemple n° 2.

1 : compresseur ; **2** : séparateur d'huile ; **3** : condenseur ; **4** : électrovanne liquide ; **5** : détendeur thermostatique à pression externe ; **6** : évaporateur refroidisseur de liquide ; **7** : train thermostatique dont le bulbe est associé à une chaufferette électrique ; **8** : tube de givrage ; **9** : niveau maximum du liquide dans l'évaporateur ; **10** : bouteille de surchauffe ; **11** : vanne principale pilotée ; **12** : vanne pilote thermostatique de régulation ; **13** : vanne pilote à pression constante ; **14** : électrovanne pilote de sécurité ; **15** : manomètre indiquant la pression d'ébullition ; **16** : manomètre indiquant la pression d'aspiration du compresseur ; **17** : thermostat de sécurité ; **18** : entrée du fluide à refroidir ; **19** : départ du fluide refroidi ; **20** : vanne de purge d'huile (le fluide est ici de l'ammoniac).

Remarque

Le montage en série des vannes pilotes sur une conduite pilote à l'extérieur de la vanne principale a le mérite ici de permettre une meilleure compréhension. Actuellement, la plupart des vannes pilotes sont montées directement sur la tête de la vanne principale, le principe de fonctionnement restant le même.

Exemple n° 3

Il s'agit ici du refroidissement d'un liquide analogue à celui de l'exemple n° 2, les vannes pilotes étant montées ici directement en tête de vanne principale (figure 14.7).

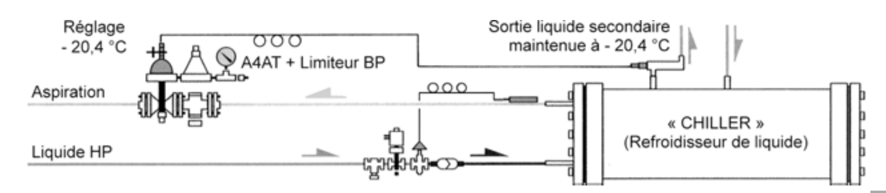


Figure 14.7– Exemple n° 3 (doc. US Reco).

La vanne principale A4A est associée ici à deux vannes pilotes : une vanne d'étranglement thermostatique, qui adapte la puissance frigorifique aux besoins, et une vanne dont le rôle est de limiter la basse pression.

Dans sa documentation technique, US Reco indique que soixante versions différentes de pilotage sont possibles à partir de la vanne principale de base A4A.

■ Exemple n° 4

Il s'agit ici d'un pilotage à partir de vannes pilotes montées en parallèle (figure 14.8).

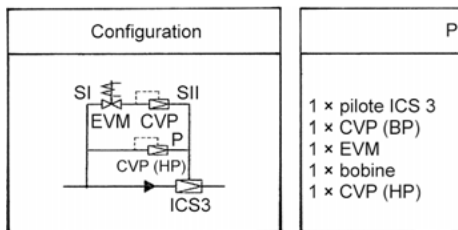
Le pilotage à partir de deux vannes à pression constante montées en parallèle permet deux températures d'ébullition différentes.

Principe de fonctionnement (figure 14.8) :

– Lorsque l'électrovanne EVM est hors tension, c'est la vanne à pression constante pilote CVP (P) qui pilote la vanne principale ; la température d'ébullition minimale correspondante est θ_0 a.
– Lorsque l'électrovanne EVM est sous tension, c'est la vanne à pression constante pilote CVP SII qui pilote la vanne principale ; la température d'ébullition minimale correspondante est θ_0 b.

Dans sa documentation technique, Danfoss propose en « standard » une trentaine de différentes possibilités de pilotage.

La technologie actuellement disponible en froid industriel permet de répondre sans problème à la plupart des besoins.



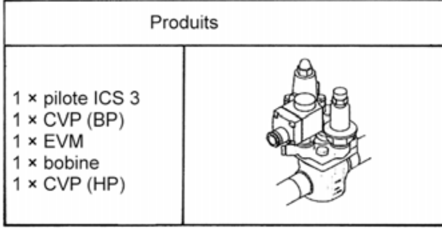


Figure 14.8 – Exemple n° 4 (doc. Danfoss).

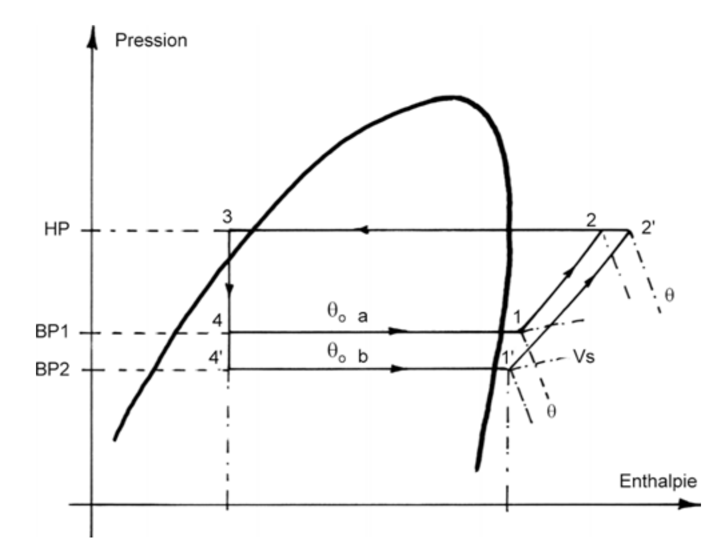


Figure 14.9 – Principe du cycle de fonctionnement.

15 • FLUIDES FRIGOPORTEURS

15.1 Refroidissement direct et refroidissement indirect

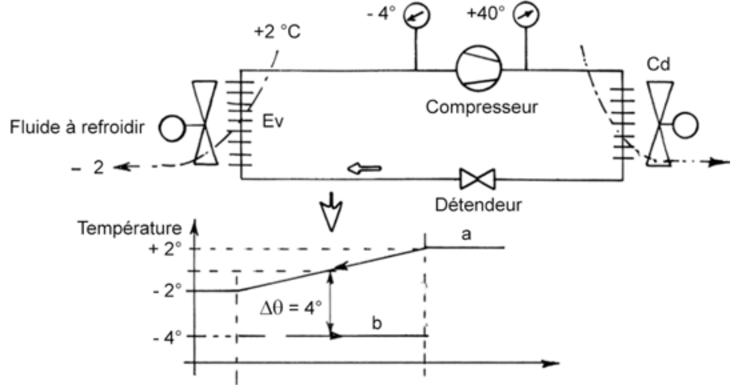


Figure 15.1 – Schéma de principe d'une machine permettant le refroidissement direct.

a : fluide à refroidir ; **b** : fluide frigorigène ; **Ev** : évaporateur ; **Cd** : condenseur.

Le refroidissement est indirect lorsque le transfert de chaleur « utile » n'est pas assuré par le fluide frigorigène lui-même (figure 15.2).

On constate ici deux écarts de température, ce qui est pénalisant sur le plan énergétique. Dans cet exemple, la température d'ébullition est inférieure de 4 °C à ce qu'elle est en refroidissement direct.

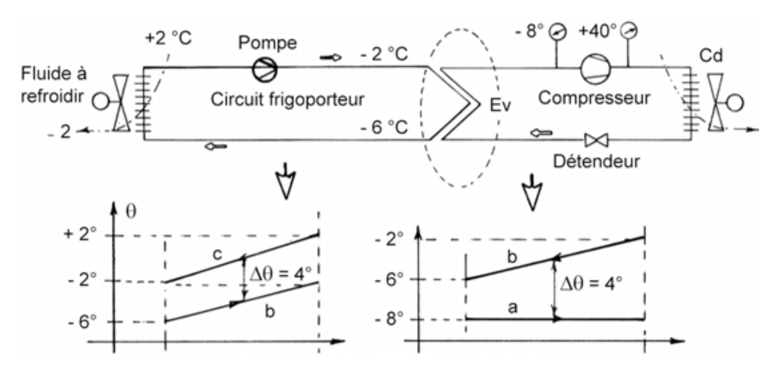


Figure 15.2 – Schéma de principe d'une machine permettant le refroidissement indirect.

a : fluide frigorigène ; **b** : fluide frigoporteur ; **c** : fluide à refroidir.

En refroidissement indirect, le fluide frigoporteur prélève la chaleur sur le médium à refroidir. La chaleur « utile » prélevée est ensuite transférée au fluide frigorigène au niveau de l'évaporateur de la machine frigorifique.

15.2 Avantages des installations à frigoporteur

La production frigorifique étant centralisée, la charge en fluide frigorigène est fortement réduite.

La technologie globale de l'installation est généralement simplifiée, les groupes de refroidissement de liquide, pouvant être produits en série, sont donc très fiables et d'un prix compétitif.

Les pertes de charge dans les tuyauteries frigorifiques sont faibles, ce qui est favorable sur le plan énergétique.

Le fluide frigoporteur peut être utilisé sur des échangeurs éloignés de la centrale frigorifique.
La régulation des points de froid est simplifiée.
Les frigoporteurs se prêtent bien au stockage du froid sous forme sensible ou latente.
L'adjonction éventuelle d'autres points de froid pose peu de problème.
Les risques de panne sont réduits.
Les problèmes de retour d'huile disparaissent.
L'investissement en appareils de sécurité est réduit.
Les frigoporteurs permettent l'emploi de fluides frigorigènes interdits dans les établissements recevant du public du fait de leur toxicité (cas de l'ammoniac) ou de leur inflammabilité (cas du propane).
Sur les circuits frigoporteurs, les recherches de fuites longues et fastidieuses disparaissent.
La température dans les échangeurs est plus homogène.
L'environnement est mieux préservé, les risques de fuites étant fortement réduits.

Les avantages des dégivrages par fluide frigoporteur sont les suivants :

– Le dégivrage des échangeurs terminaux est facilité.
– La durée est réduite.
– La consommation d'énergie est moindre.
– Ce mode de dégivrage permet l'économie d'une robinetterie coûteuse.
– La fréquence des dégivrages est réduite.

15.3 Inconvénients des frigoporteurs

La production de froid par frigoporteur suppose deux chutes de température, la température d'ébullition du fluide frigorigène est donc abaissée (4 °C dans l'exemple ci-dessus).
Le frigoporteur est véhiculé par des pompes. Ces pompes consomment de l'énergie.
La puissance théorique absorbée par une pompe est la suivante :

$$P = q_v \, \Delta p$$

avec P la puissance en W, q_v le débit volumique en $m^3.s^{-1}$ et Δp la hauteur manométrique totale en $N.m^{-2}$ ou Pa.

$$P = q_v \Delta p = \frac{m^3}{s} \times \frac{N}{m^2} = \frac{Nm}{s} = W$$

Cette énergie nécessaire à la mise en circulation du fluide frigoporteur est transformée en chaleur dans le fluide frigoporteur véhiculé.

Le bilan thermique des postes de froid est donc à majorer de la puissance absorbée par les moteurs des pompes.

Les circuits frigoporteurs doivent être particulièrement bien étudiés afin de permettre des puissances motrices aux pompes minimales.

Un vase d'expansion est nécessaire.

Certains frigoporteurs sont agressifs vis-à-vis des composants de l'installation.

Le poids du circuit frigoporteur est important.

Le coût du réseau de distribution du frigoporteur et de son isolation est généralement plus élevé qu'en refroidissement direct. L'esthétique générale du circuit frigoporteur est moins avantageuse.

15.4 Différents frigoporteurs

Il existe trois principaux types de frigoporteurs :

– les frigoporteurs monophasiques, constitués d'un liquide incongelable aux conditions de fonctionnement de l'installation ;
– les frigoporteurs biphasiques constitués d'un liquide et d'un solide ;
– les frigoporteurs biphasiques constitués d'un liquide et de sa vapeur.

15.4.1 Frigoporteur monophasique

Les transferts de chaleur s'effectuent en chaleur sensible par variation de la température du fluide frigoporteur.

Le plus connu des frigoporteurs de cette catégorie est l'eau glacée, qui est largement utilisée en traitement de l'air des grands bâtiments.

Les transferts sensibles supposent des débits importants, ce qui implique des tuyauteries largement dimensionnées et des pompes appropriées. Il en découle une importante dépense d'énergie liée à la mise en circulation du fluide frigoporteur.

Prenons l'exemple d'une batterie devant échanger 10 kW.
Le frigoporteur utilisé a une chaleur massique de 3,8 kJ.(°C.kg)$^{-1}$.
Prenons un écart de température de 5 °C :

$$P = q_m \, C \, \Delta\theta$$

avec P la puissance en kW, q_m le débit massique en kg, C la chaleur massique en kJ.(kg.°C)$^{-1}$ et $\Delta\theta$ l'écart de température.

$$q_m = \frac{P}{C\Delta\theta} = \frac{10}{3{,}8 \times 5} = 0{,}53 \text{ kg.s}^{-1}$$

Le volume massique de ce frigoporteur est de 1,041 dm^3.kg^{-1}.
Le débit volumique par seconde est donc :

$$q_v = 0{,}53 \times 1{,}041 = 0{,}55 \text{ dm}^3\text{.s}^{-1}$$

et le débit volumique horaire est de $0{,}55 \times 3\,600 = 1\,980$ dm^3.h^{-1}.
Cette batterie de 10 kW doit donc être irriguée par un débit d'environ 2 m^3/h.
Les frigoporteurs monophasiques peuvent être :

– des substances pures : eau, hydrocarbures liquides, alcools simples (méthanol, éthanol), polyalcools (éthylène glycol, propylène glycol…) ;
– des mélanges : eau + sel (saumure), eau + ammoniac (alcali)…

Dans le cas de conservation de denrées périssables, l'action possible du fluide frigoporteur en cas de fuite sur ces produits limite le choix.

15.4.2 Frigoporteur diphasique (liquide + solide)

Ce type de frigoporteur diphasique se présente en fait sous forme d'un liquide appelé quelquefois *coulis* ou *sorbet*.
Il n'est utilisé que pour l'obtention de températures positives.
Le changement d'état physique partiel permet une réduction très significative des débits.

Reprenons l'exemple précédent.

La chaleur latente de fusion de la glace est de 335 $kJ.kg^{-1}$.

Le fluide frigoporteur diphasique pris par hypothèse ici comporte un pourcentage de glace tel que la chaleur de fusion de la glace ramenée à 1 kg est de 250 $kJ.kg^{-1}$.

Prenons l'hypothèse où toute la phase solide change d'état.

Le débit massique nécessaire est alors :

$$q_m = \frac{10}{250} = 0{,}04 \text{ kg.s}^{-1}$$

Le débit volumique est alors d'environ 150 dm^3/h.

Ce débit de 0,15 m^3/h est à comparer avec les 2 m^3/h de la même batterie alimentée en frigoporteur monophasique.

Ce choix technologique permet donc des tuyauteries et des pompes nettement sous-dimensionnées en regard du monophasique.

L'un des points négatifs de cette technologie réside dans le coût élevé de l'évaporateur qui produit ce sorbet, dont la conception est particulière.

La viscosité du mélange est généralement élevée.

15.4.3 Frigoporteur diphasique (liquide + vapeur)

La chaleur est évacuée à partir du changement d'état physique partiel d'un liquide.

Actuellement, le CO_2 est pratiquement le seul frigoporteur diphasique liquide + vapeur.

Comme dans les installations à détente directe à recirculation par pompe, le débit de recirculation peut varier entre 3 et 5.

Le CO_2 est utilisé en fluide frigoporteur pour l'obtention de températures négatives.

À – 40 °C, la différence d'enthalpie totale (ΔH_2) est de 322 kJ par kg de CO_2.

En considérant un titre de 33 % en sortie des évaporateurs, l'effet utile par kilogramme en circulation est alors de 107 kJ (ΔH_1).

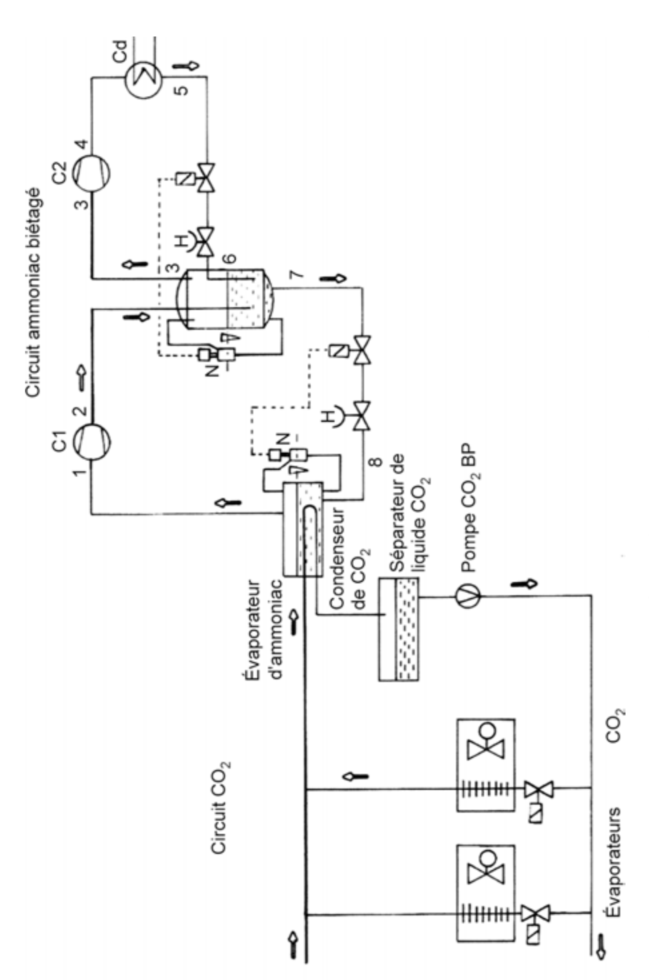


Figure 15.3 – Schéma de principe d'une installation à frigoporteur diphasique liquide + vapeur.

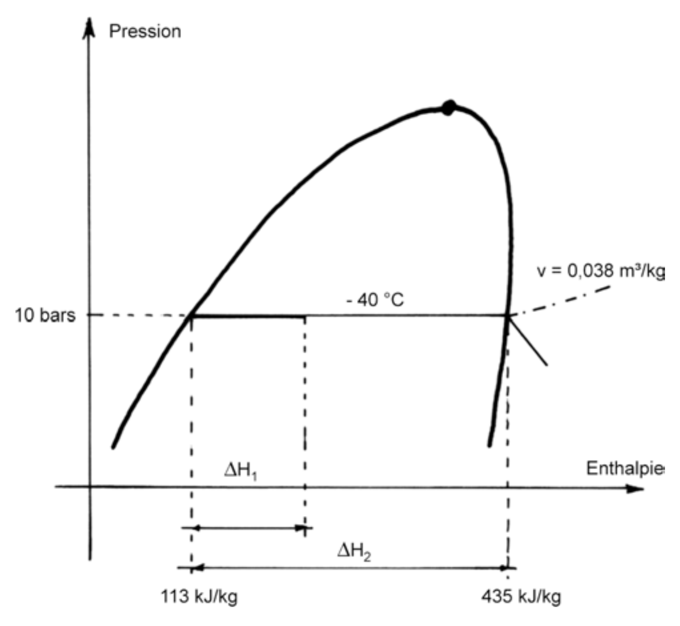


Figure 15.4 – Représentation de l'évolution du CO_2 sur un diagramme enthalpique.

Avantages du CO_2 en frigoporteur :

- Très grande chaleur latente de vaporisation.
- Bons coefficients d'échanges thermiques.
- Faibles volumes massiques du liquide et de la vapeur.
- Tuyauteries de faible diamètre.
- Absence d'huile.
- Prix faible.
- Faible influence sur l'environnement.
- Très faible impact sur l'effet de serre (GWP = 1) comparativement au R 404A (3 800) et au R 134a (3 260).
- Fluide naturel largement disponible.

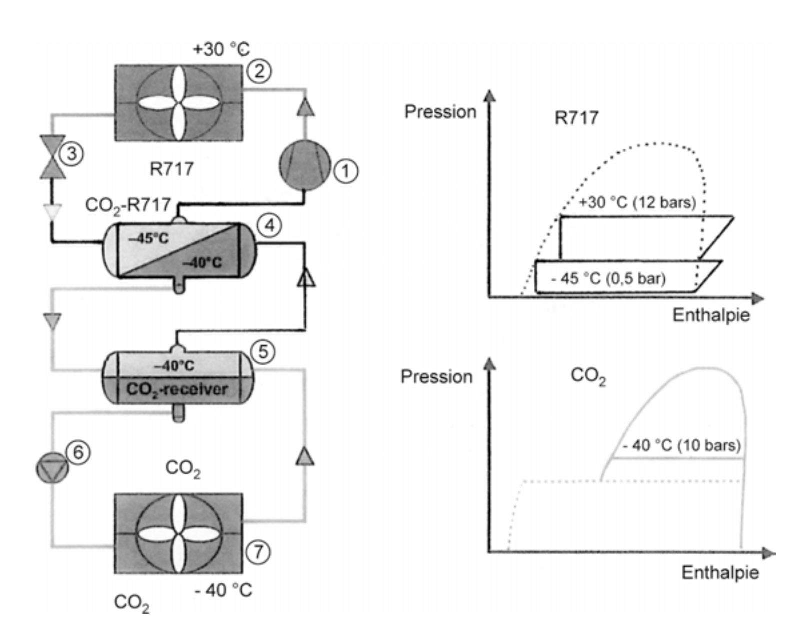


Figure 15.5 – Représentation simplifiée d'une machine dont le fluide frigorigène est l'ammoniac et le fluide frigoporteur le CO_2 (doc. Danfoss).

1 : compresseur à ammoniac ; **2** : condenseur à ammoniac ; **3** : détendeur ; **4** : échangeur ammoniac/CO_2 (évaporateur ammoniac et condenseur CO_2) ; **5** : bouteille de réserve liquide de CO_2 ; **6** : pompe à CO_2 ; **7** : évaporateur (CO_2).

– Utilisation jusqu'à – 54 °C (au-dessus du point triple).
– Sa viscosité reste faible aux basses températures, ce qui permet des pertes de charge réduites.

Inconvénients du CO_2 en frigoporteur :

– Risque d'asphyxie lorsque les concentrations dépassent 8 %.
– Les dégivrages demandent des précautions particulières.
– Les techniciens sont encore peu formés sur ce fluide.

– Demande une déshydratation encore plus poussée qu'avec les fluides frigorigènes classiques, le CO_2 et l'eau formant des acides.
– Lors d'arrêts prolongés, des dégazages se produisent, ce qui implique des compléments de charge lors des remises en route. À titre d'exemple, sur une installation contenant une tonne de CO_2 dont la panne a duré 4 heures, la perte a été de 50 kg. Il est évident que cette perte dépend de la température ambiante, du niveau d'isolation des différentes bouteilles, de la pression de décharge des différentes soupapes, etc.
– Le CO_2 engendre de très fortes pressions d'utilisation (voir tableau 16.1).

La figure 15.6 donne un exemple de sécurités installées sur une bouteille séparatrice. **a** et **b** sont des soupapes atmosphériques montées en parallèle ; elles sont tarées pour une pression d'ouverture à 28 bars et une pression de fermeture à 24 bars. **c** est un disque de rupture taré à 30 bars.

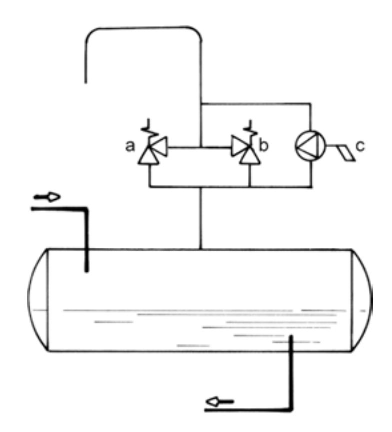


Figure 15.6 – Exemple de panoplie de sécurités pressostatiques installées sur une bouteille séparatrice.

15.5 Circuits frigoporteurs

Les circuits frigoporteurs sont réalisés d'après la technologie monotube ou bitube.

15.5.1 Circuit frigoporteur monophasique monotube

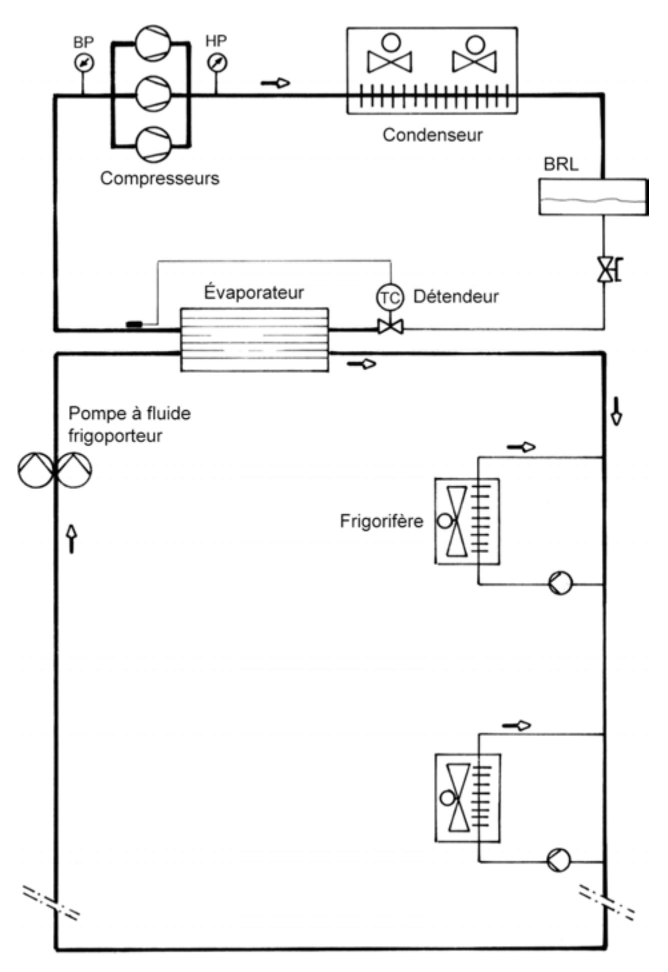


Figure 15.7 – Schéma de principe d'une installation à fluide frigoporteur utilisant la technologie monotube.

On donne souvent le nom de *boucle thermique* au circuit frigoporteur monotube. Le gros avantage de cette technologie réside dans la grande facilité de modifier, d'éliminer ou d'ajouter des postes de froid.

Le monotube permet un débit pratiquement constant dans la boucle frigoporteur.

Les postes les plus froids sont à installer en début de boucle.

L'un des inconvénients de cette technologie réside dans le coût et la maintenance des petites pompes en regard des électrovannes utilisées en bitube.

15.5.2 Circuit frigoporteur monophasique bitube

■ Bitube simple (figure 15.8)

La technologie bitube simple conduit à un circuit hydraulique à pertes de charge variables. La pompe doit donc être associée à un variateur de vitesse. Le variateur de vitesse doit être piloté par des sondes de pression.

Afin de permettre une alimentation homogène des différents frigorifères, le montage en boucle de Tickelmann est généralement adopté.

Les diamètres des tuyauteries doivent assurer des pertes de charge faibles et homogènes, ce qui conduit à des diamètres progressivement décroissants sur le refoulement de la pompe et progressivement croissants sur l'aspiration.

■ Bitube avec vannes 3 voies montées en décharge (figure 15.9)

Ce choix technologique conduit à un coût à l'installation élevé. En contrepartie, le débit est pratiquement constant au niveau des pompes.

Cela suppose alors que les vannes de bipasse **3** créent la même perte de charge que la batterie correspondante.

En demande de froid, le thermostat assure la mise sous tension de l'électrovanne de la batterie froide, la voie NF s'ouvre.

À l'inverse, lorsque la température est atteinte, l'électrovanne est mise hors tension, c'est la voie NO qui est alors ouverte, la batterie froide est alors bipassée.

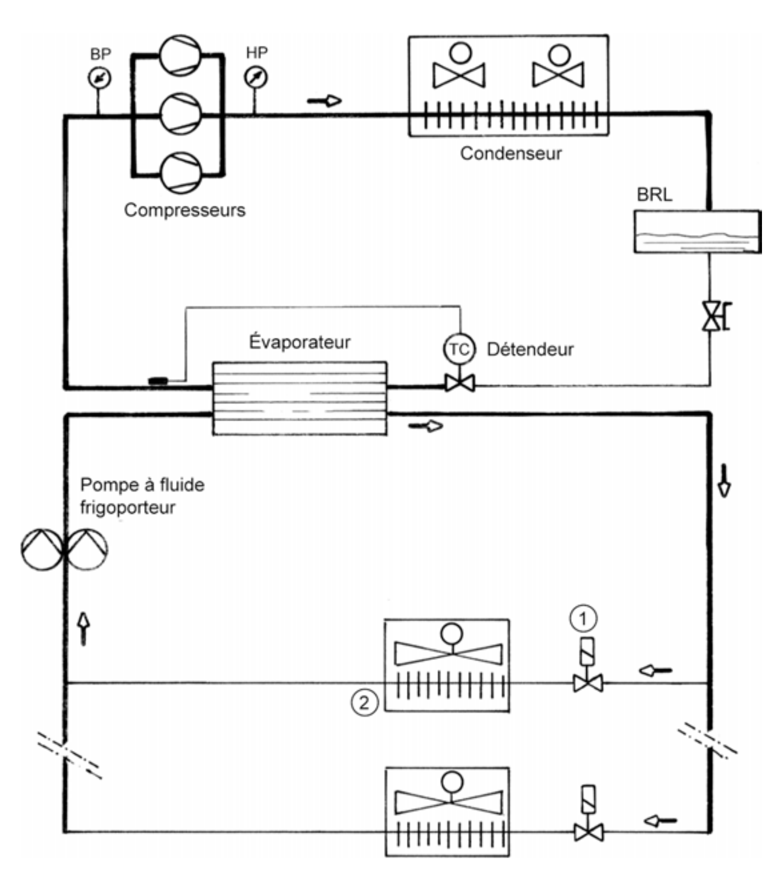


Figure 15.8 – Schéma de principe.

1 : électrovanne commandée par un thermostat assurant la régulation de ce point de froid ; **2** : frigorifère.

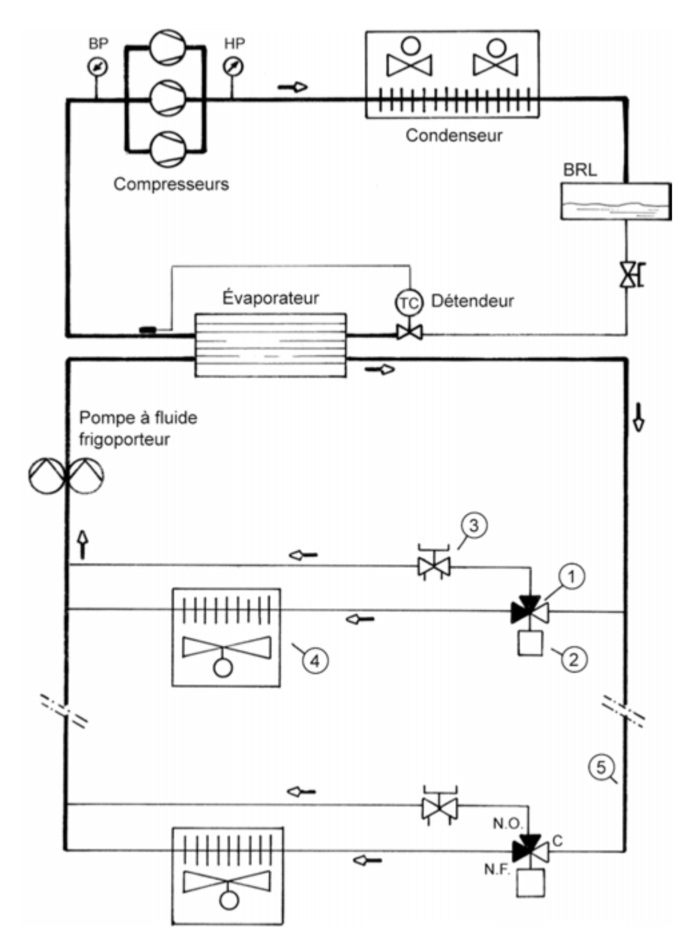


Figure 15.9 – Schéma de principe d'une installation bitube équipée de vannes 3 voies permettant un débit pratiquement constant.

1 : vanne 3 voies ; **2** : servomoteur ; **3** : vanne 2 voies d'équilibrage ; **4** : frigorifère ; **5** : tuyauterie dont le diamètre est décroissant afin de garantir une perte de charge linéique constante.

15.5.3 Fluide frigoporteur diphasique (eau + glace)

L'un des problèmes de ce choix technologique réside dans la séparation possible des phases liquide et solide. Il convient donc d'éviter la stagnation du sorbet en un point quelconque du circuit. Dans le cas de la technologie monotube (cas de la figure 15.10), le sorbet est constamment en déplacement dans la boucle principale.
Dans le cas de la technologie bitube, il conviendrait d'adopter la régulation correspondant à la figure 15.9.

15.5.4 Fluide frigoporteur diphasique (liquide + vapeur)

Cette technologie utilise presque exclusivement le CO_2.
La figure 15.11 donne un exemple d'installation en cascade NH_3/CO_2.

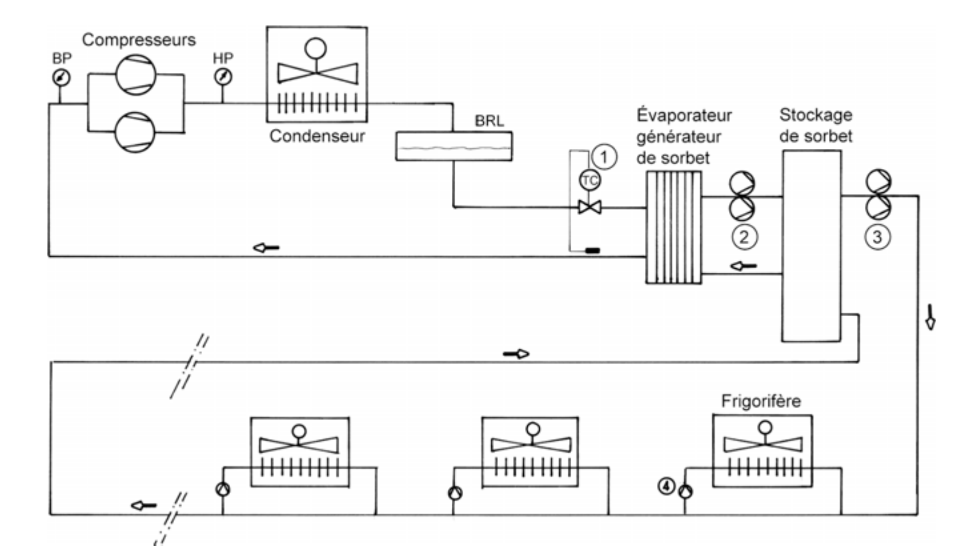


Figure 15.10 – Schéma de principe d'une installation utilisant un frigoporteur diphasique (eau + glace).

1 : régulateur d'alimentation de l'évaporateur générateur de sorbet ; **2** : pompes à sorbet primaires ; **3** : pompes à sorbet secondaires ; **4** : circulateur commandé par un thermostat assurant la régulation de ce poste de froid.

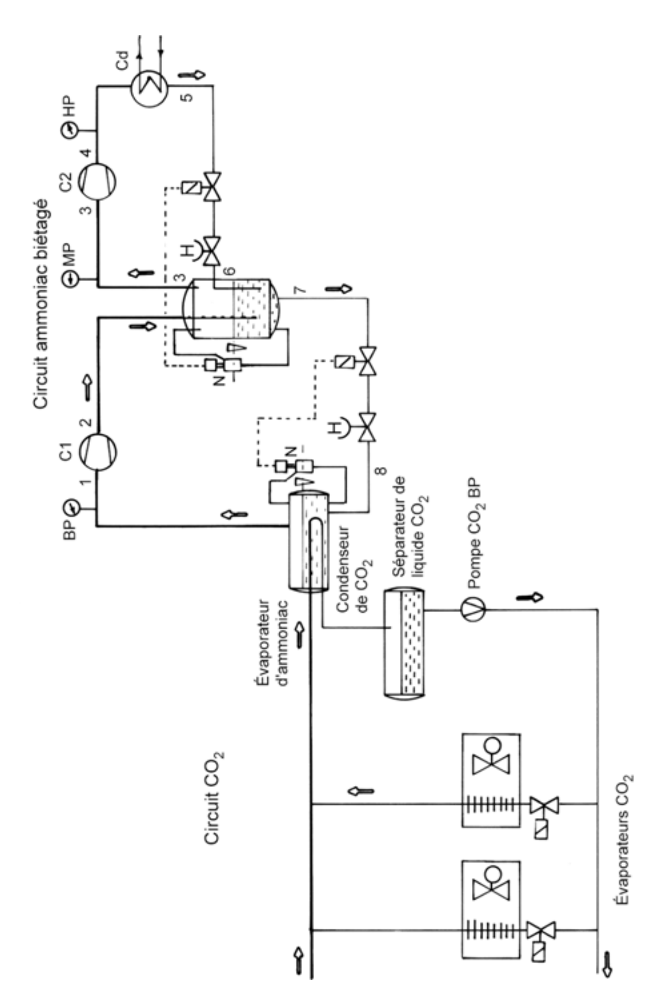


Figure 15.11 – Schéma de principe d'une installation en cascade NH_3/CO_2.

16 • LE CO_2 COMME FLUIDE FRIGORIGÈNE

16.1 Généralités

Le CO_2 (R 744) est actuellement redécouvert comme fluide frigorigène. Il a déjà été utilisé entre 1881 et 1960 mais a été ensuite détrôné par les CFC, les HCFC et les HFC.

La prise de conscience « environnementale » actuelle fait que le dioxyde de carbone intéresse à nouveau le monde du génie frigorifique.

Tableau 16.1 – Caractéristiques physiques du CO_2.

	Pression	Température
Point triple	5,18 bars	– 56,6 °C
Point critique	73,6 bars	31 °C

L'allure générale du diagramme enthalpique du CO_2 est analogue à celui des autres fluides. Il convient cependant de noter les faibles volumes massiques, les pressions élevées, les grandes chaleurs latentes de changement d'état physique ainsi qu'une température critique basse (+ 31 °C).

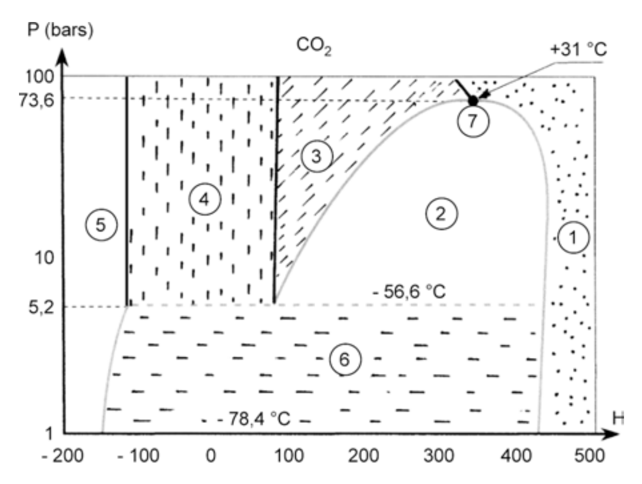


Figure 16.1 – Différentes phases et zones caractéristiques du CO_2 sur un diagramme enthalpie/pression (doc. Danfoss).

1. Vapeur. **2.** Liquide + vapeur. **3.** Liquide. **4.** Solide + liquide. **5.** Solide. **6.** Solide + vapeur. **7.** Point critique. ***H*** : enthalpie. ***P*** : pression.

La plupart des installations actuelles fonctionnant avec du CO_2 comme fluide frigorigène ont des cycles de fonctionnement en « subcritique » ; ces machines doivent alors fonctionner en cascade (figures 15.11 et 16.3).

Le fluide de l'étage basse pression est le CO_2.

Le fluide de l'étage haute pression est généralement le R 717 ou le R 404A. Cet étage haute pression peut être à compression monoétagée ou biétagée.

Les petites machines monoétagées au CO_2 fonctionnent en « supercritique » (figure 16.4).

Une des applications possibles et envisagées à court terme des machines supercritiques fonctionnant au CO_2 est la climatisation automobile.

Ces cycles semblent également intéressants en ce qui concerne les thermofrigo-pompes où des températures élevées seraient nécessaires.

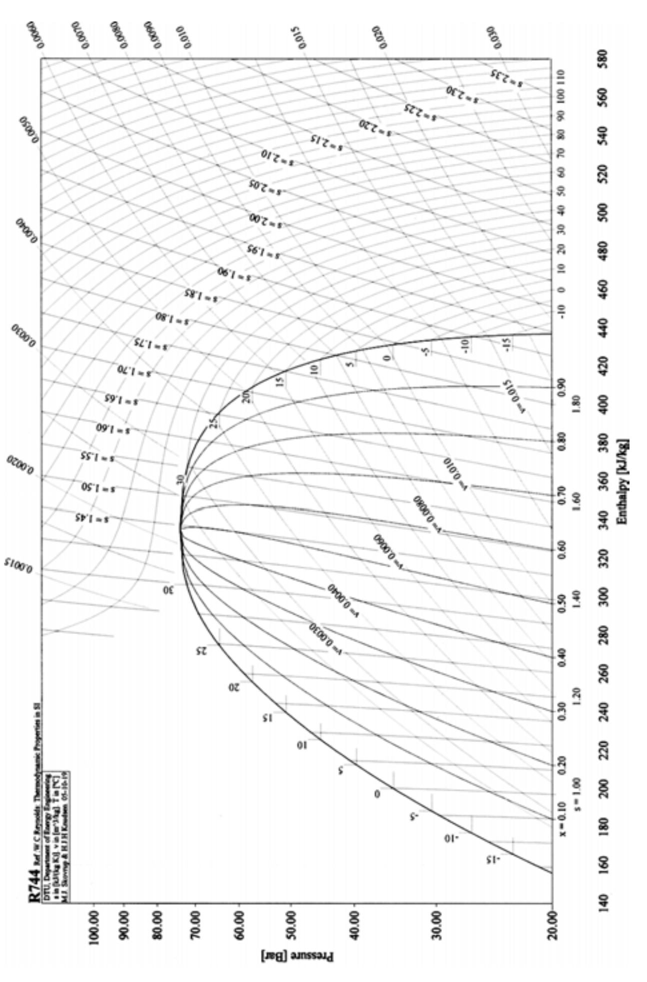


Figure 16.2 – Diagramme enthalpique du CO_2.

A

GÉNÉRALITÉS SUR LE FROID INDUSTRIEL

Tableau 16.2 – Tableau donnant les valeurs caractéristiques physiques du CO_2 à l'état saturant.

T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	R	s_l	s_g
–19,00	20,334	0,9734	0,01870	157,10	436,75	279,65	0,8430	1,9433
–18,00	20,961	0,9778	0,01811	159,26	436,65	277,39	0,8512	1,9384
–17,00	21,603	0,9824	0,01754	161,43	436,54	275,11	0,8594	1,9334
–16,00	22,259	0,9870	0,01699	163,61	436,40	272,80	0,8677	1,9285
–15,00	22,929	0,9917	0,01645	165,79	436,25	270,46	0,8759	1,9236
–14,00	23,614	0,9965	0,01594	167,99	436,07	268,09	0,8841	1,9186
–13,00	24,313	1,0014	0,01544	170,19	435,88	265,69	0,8923	1,9136
–12,00	25,028	1,0064	0,01496	172,40	435,66	263,25	0,9005	1,9086
–11,00	25,758	1,0115	0,01450	174,63	435,42	260,79	0,9088	1,9036
–10,00	26,504	1,0167	0,01405	176,86	435,16	258,29	0,9170	1,8985
–9,00	27,265	1,0221	0,01361	179,11	434,87	255,76	0,9252	1,8934
–8,00	28,042	1,0275	0,01319	181,37	434,56	253,19	0,9335	1,8883
–7,00	28,835	1,0331	0,1278	183,64	434,22	250,58	0,9417	1,8832
–6,00	29,644	1,0389	0,01239	185,93	433,86	247,93	0,9500	1,8780
–5,00	30,470	1,0447	0,01201	188,23	433,46	245,23	0,9582	1,8728
–4,00	31,313	1,0508	0,01163	190,55	433,04	242,50	0,9665	1,8675

Légende : T température en °C ; p pression en bars absolus ; v_l volume massique du liquide en $dm^3.kg^{-1}$; v_g volume massique du gaz (à l'état d'équilibre saturant-gazeux) en $m^3.kg^{-1}$; h_l enthalpie du liquide (à l'état d'équilibre liquide-saturant) en $kJ.kg^{-1}$; h_g enthalpie de la vapeur (à l'état d'équilibre saturant-gazeux) en $kJ.kg^{-1}$; R chaleur latente d'ébullition en $kJ.kg^{-1}$; s_l entropie du liquide en $kJ.(kg.K)^{-1}$; s_g entropie de la vapeur en $kJ.(kg.K)^{-1}$.

Tableau 16.2 – Tableau donnant les valeurs caractéristiques physiques du CO_2 à l'état saturant. (*suite*)

T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	R	s_l	s_g
–3,00	32,173	1,0570	0,01128	192,88	432,59	239,71	0,9749	1,8622
–2,00	33,050	1,0633	0,01093	195,23	432,11	236,88	0,9832	1,8568
–1,00	33,944	1,0699	0,01059	197,61	431,60	233,99	0,9916	1,8514
0,00	34,857	1,0766	0,01026	200,00	431,05	231,05	1,0000	1,8459
1,00	35,787	1,0836	0,00994	202,42	430,47	228,06	1,0085	1,8403
2,00	36,735	1,0908	0,00963	204,86	429,85	225,00	1,0170	1,8347
3,00	37,702	1,0982	0,00933	207,32	429,19	221,87	1,0255	1,8290
4,00	38,688	1,1058	0,00904	209,82	428,49	218,68	1,0342	1,8232
5,00	39,693	1,1137	0,00875	212,34	427,75	215,41	1,0428	1,8173
6,00	40,716	1,1220	0,00847	214,89	426,96	212,07	1,0516	1,8113
7,00	41,760	1,1305	0,00820	217,48	426,13	208,65	1,0604	1,8052
8,00	42,823	1,1393	0,00794	220,11	425,24	205,13	1,0694	1,7990
9,00	43,906	1,1486	0,00768	222,77	424,30	201,53	1,0784	1,7926
10,00	45,010	1,1582	0,00743	225,47	423,30	197,83	1,0875	1,7861
11,00	46,134	1,1683	0,00719	228,21	422,24	194,02	1,0967	1,7795
12,00	47,279	1,1788	0,00695	231,03	421,09	190,06	1,1061	1,7726
13,00	48,446	1,1899	0,00671	233,86	419,90	186,04	1,1155	1,7657
14,00	49,634	1,2015	0,00648	236,74	418,62	181,89	1,1251	1,7585

Tableau 16.2 – Tableau donnant les valeurs caractéristiques physiques du CO_2 à l'état saturant. (*suite*)

T	p	v_l	v_g	h_l	h_g	R	s_l	s_g
15,00	50,844	1,2138	0,00626	239,67	417,26	177,60	1,1348	1,7511
16,00	52,077	1,2269	0,00604	242,70	415,79	173,09	1,1447	1,7434
17,00	53,332	1,2407	0,00582	245,78	414,22	168,44	1,1548	1,7354
18,00	54,611	1,2555	0,00561	248,94	412,54	163,60	1,1652	1,7271
19,00	55,914	1,2714	0,00540	252,19	410,73	158,54	1,1757	1,7184
20,00	57,242	1,2886	0,00519	255,53	408,76	153,24	1,1866	1,7093
21,00	58,594	1,3073	0,00498	258,99	406,63	147,64	1,1977	1,6997
22,00	59,973	1,3277	0,00478	262,59	404,30	141,71	1,2093	1,6895
23,00	61,378	1,3502	0,00457	266,35	401,72	135,37	1,2214	1,6785
24,00	62,812	1,3755	0,00436	270,32	398,86	128,54	1,2342	1,6667
25,00	64,274	1,4042	0,00415	274,56	395,65	121,09	1,2477	1,6539
26,00	65,766	1,4374	0,00394	279,14	391,97	112,84	1,2623	1,6395
27,00	67,289	1,4769	0,00371	284,23	387,64	103,41	1,2786	1,6231
28,00	68,846	1,5259	0,00348	290,02	382,42	92,39	1,2971	1,6039
29,00	70,437	1,5909	0,00321	296,97	375,73	78,75	1,3193	1,5799
30,00	72,065	1,6895	0,00289	306,21	366,06	59,85	1,3489	1,5464
31,00	73,733	1,9686	0,00232	325,75	343,73	17,98	1,4123	1,4714

Légende : T température en °C ; p pression en bars absolus ; v_l volume massique du liquide en $dm^3.kg^{-1}$; v_g volume massique du gaz (à l'état d'équilibre saturant-gazeux) en $m^3.kg^{-1}$; h_l enthalpie du liquide (à l'état d'équilibre liquide-saturant) en $kJ.kg^{-1}$; h_g enthalpie de la vapeur (à l'état d'équilibre saturant-gazeux) en $kJ.kg^{-1}$; R chaleur latente d'ébullition en $kJ.kg^{-1}$; s_l entropie du liquide en $kJ.(kg.K)^{-1}$; s_g entropie de la vapeur en $kJ.(kg.K)^{-1}$.

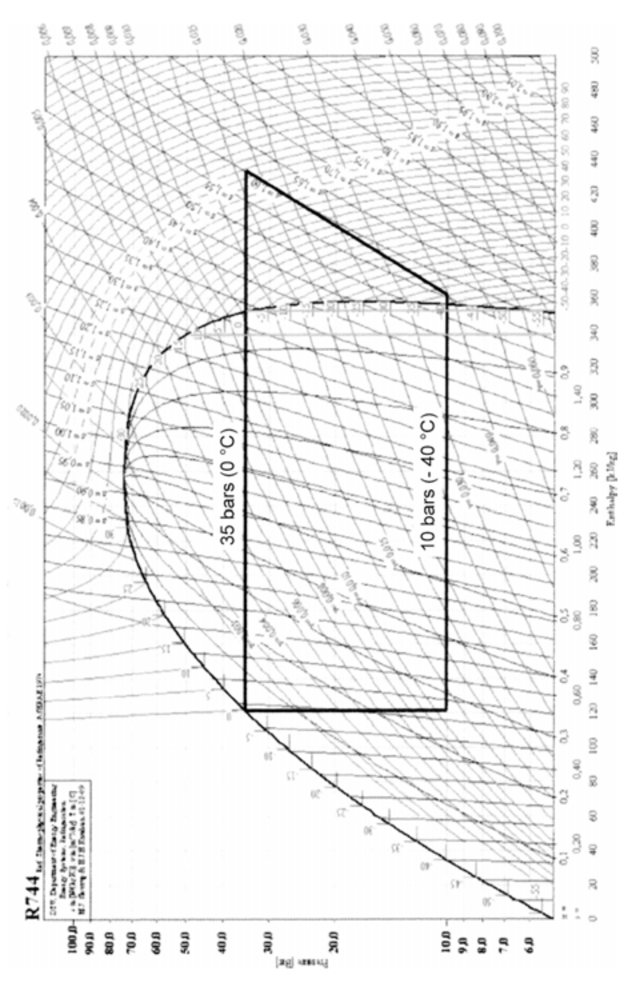


Figure 16.3 – Exemple de cycle subcritique.

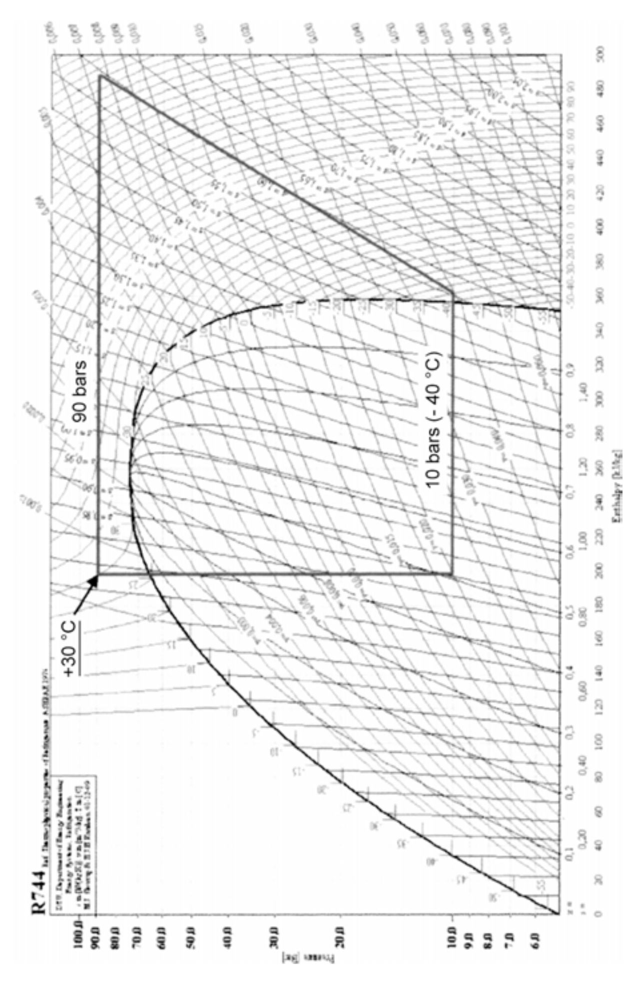


Figure 16.4 – Exemple de cycle supercritique.

16.2 Avantages du CO_2

– Pas d'action sur l'ozone.
– Effet de serre direct très faible (GWP = 1). Rappelons que le R 404A a un GWP de 3 800 !
– Fluide naturel et largement disponible.
– Ininflammable (utilisé comme gaz extincteur).
– Non corrosif, compatible avec tous les matériaux.
– Non toxique.
– Alimentaire (sert à conserver et à congeler par contact).
– Production frigorifique volumétrique élevée, ce qui conduit à des compresseurs de faibles cylindrées.
– Miscible à l'huile.
– Peut descendre jusqu'à – 54 °C.
– Permet des tuyauteries de faible diamètre comparativement aux autres fluides. À titre d'exemple, sur une installation type cascade fonctionnant avec le couple NH_3/CO_2, de puissance frigorifique 50 kW, il a été installé une tuyauterie liquide (CO_2) d'un pouce un huitième et une tuyauterie d'aspiration d'un pouce trois huitième.
– Le CO_2 donne des taux de compression plus faibles que la plupart des autres fluides.

16.3 Inconvénients du CO_2

– Le CO_2 et l'eau forment des acides.
– Le CO_2 et l'ammoniac forment du carbonate d'ammonium.
– Les pressions engendrées par ce fluide sont élevées (voir tableau 16.1).
– Les sécurités contre les surpressions doivent être nombreuses et adaptées à ce fluide.
– La plupart des composants des installations au CO_2 sont spécifiques étant donné les hautes pressions ; leur prix est donc généralement élevé.
– La manipulation aisée de ce fluide n'est pas encore acquise par la plupart des techniciens.
– Lors des mises en route, la déshydratation des circuits doit être encore plus poussée qu'avec les autres fluides.

– Toute portion de circuit pouvant être isolée du reste de l'installation doit être associée à des soupapes ou systèmes limiteurs de pressions dangereuses.
– En cas d'arrêt prolongé, des dégazages à l'atmosphère sont nécessaires, ce qui impose des compléments de charge lors de la remise en route.

16.4 Le CO_2 vis-à-vis de l'eau

La miscibilité de l'eau dans le CO_2 est faible, et ce principalement dans la phase gazeuse.

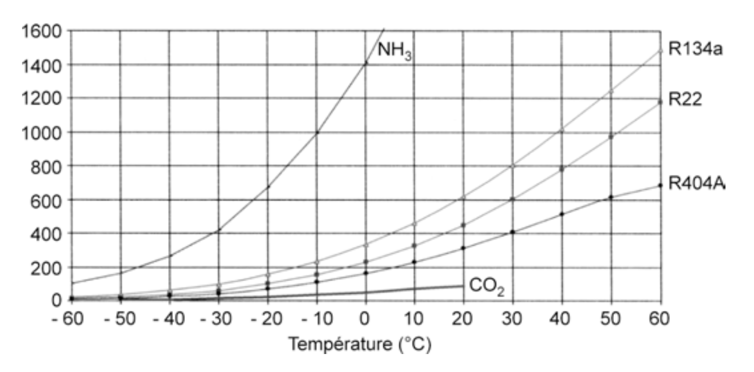


Figure 16.5 – Comparaison de la miscibilité de l'eau avec différents fluides frigorigènes en phase gazeuse (doc. Danfoss).

L'ordonnée est graduée en mg/kg de fluide frigorigène ou en ppm (parties par million).

Sur le marché on trouve des déshydrateurs et des voyants indicateurs d'humidité spécifiques (figure 16.8).

L'incompatibilité du CO_2 vis-à-vis de l'eau fait qu'il convient de prendre toutes les précautions adéquates : double voire triple tirage au vide lors de la mise en route, utilisation d'azote de qualité « frigorifique » pour les contrôles d'étanchéité, utilisation d'huile la moins hygroscopique possible, etc.

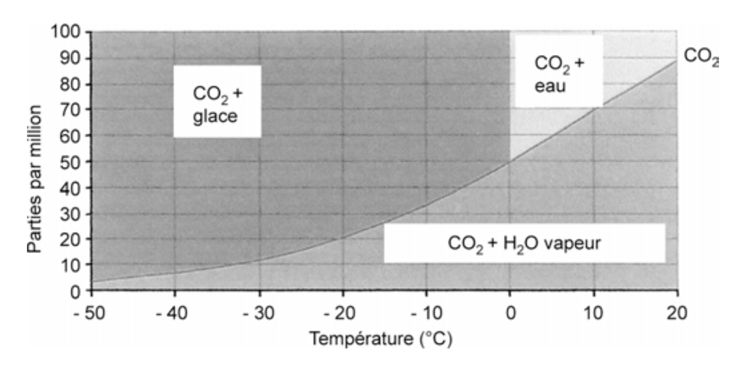


Figure 16.6 – Différents états physiques de l'eau dans le CO_2 aux différentes conditions.

L'ordonnée est graduée en mg d'eau par kg de CO_2 (graduation en ppm).

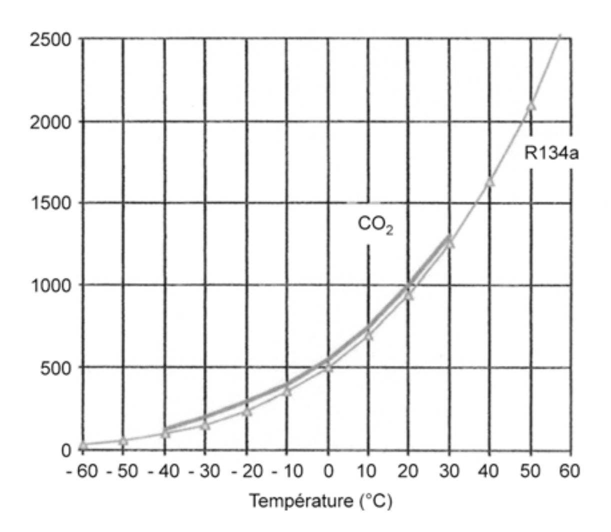


Figure 16.7 – Solubilité de l'eau dans le R 134a et le CO_2 en phase liquide.

En ordonnée : teneur en eau en mg/kg de fluide.

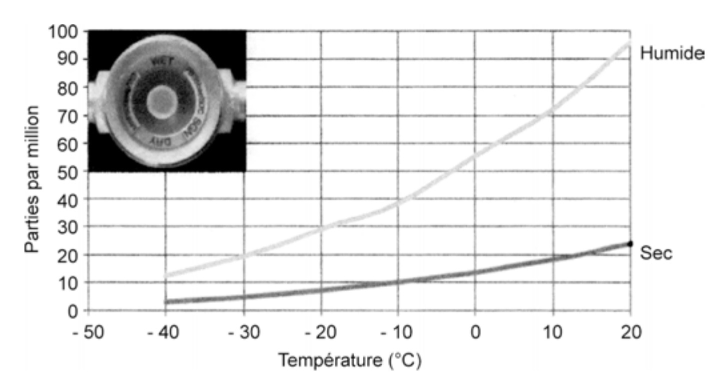


Figure 16.8 – Voyant liquide spécifique CO_2 (doc. Danfoss).

16.5 Le CO_2 et l'ammoniac

Dans les installations en cascade CO_2 et ammoniac, l'organe le plus critique est l'échangeur CO_2/ammoniac.

Dans cet échangeur, la pression du CO_2 est supérieure à celle de l'ammoniac. En cas de défaut d'étanchéité, il y a alors pollution du circuit ammoniac par le CO_2, et donc formation immédiate de carbonate d'ammonium, qui est corrosif.

L'étage haute température, fonctionnant entre + 30 et – 20 °C, est généralement à compression biétagée.

Ce fluide générant des pressions très élevées, toute portion de circuit pouvant présenter un danger doit pouvoir être en communication avec une partie du circuit à pression maximale contrôlée.

Cette décharge s'effectue généralement à partir de clapets anti-retour tarés (figure 16.11).

Des soupapes de décharge peuvent remplacer ces clapets anti-retour.



Figure 16.9 – Schéma de principe et cycles de fonctionnement d'une machine en cascade R 717-CO_2 (doc. Danfoss).

1 : compresseur ammoniac ; **2** : condenseur ammoniac ; **3** : détendeur ammoniac ; **4** : échangeur intermédiaire ammoniac/CO_2. Cet échangeur fait office d'évaporateur pour le circuit ammoniac et de condenseur pour le circuit CO_2 ; **5** : compresseur CO_2 ; **6** : détendeur CO_2 ; **7** : bouteille séparatrice basse pression ; **8** : pompe CO_2 ; **9** : évaporateur CO_2.

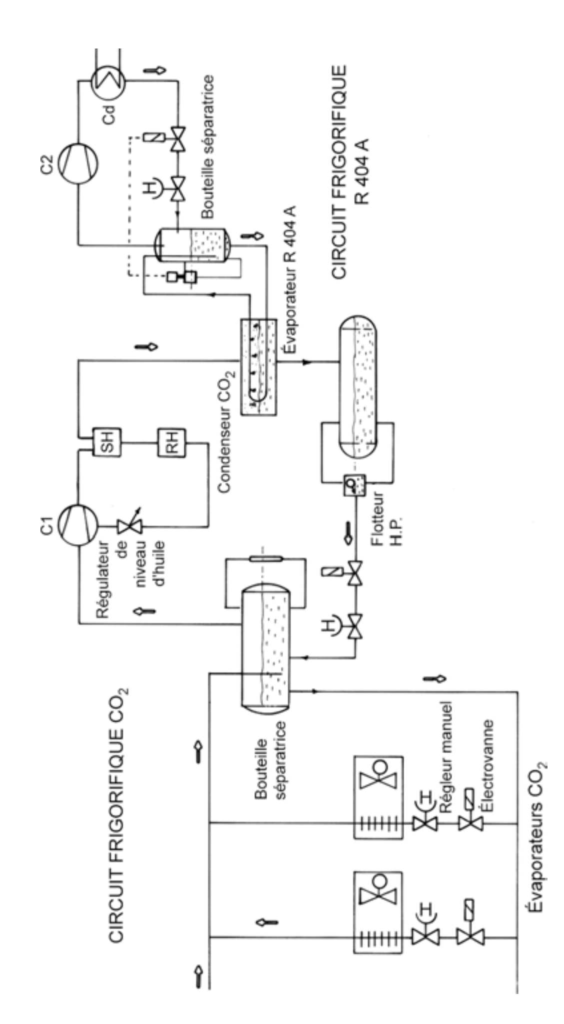


Figure 16.10 – Schéma de principe d'une installation fonctionnant en cascade avec le couple R 404A-CO_2.

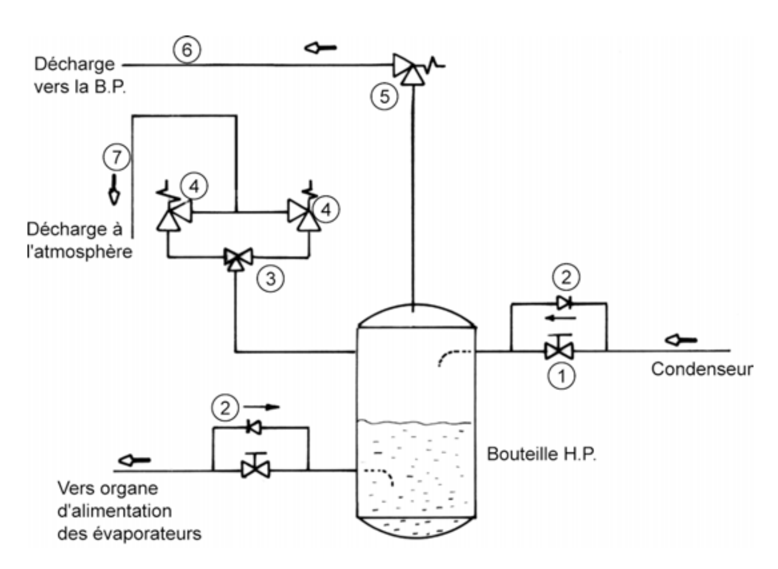


Figure 16.11 – Exemple de sécurités spécifiques au CO_2.

1 : vanne à main ; **2** : clapet anti-retour taré ; **3** : vanne 3 voies ; **4** : soupapes de sécurité atmosphériques ; **5** : soupape de sécurité non atmosphérique, elle permet la décharge éventuelle de la bouteille haute pression vers la basse pression ; **6** : raccordement à la basse pression ; **7** : rejet à l'extérieur.

16.6 Dégivrage des installations au CO_2

En dégivrage, le compresseur dédié au dégivrage est mis en route et aspire le CO_2 gazeux refoulé par le compresseur assurant la production du froid à une température de – 15 °C.

Le compresseur dédié au dégivrage refoule ce même CO_2 à + 8 °C dans les évaporateurs à dégivrer.

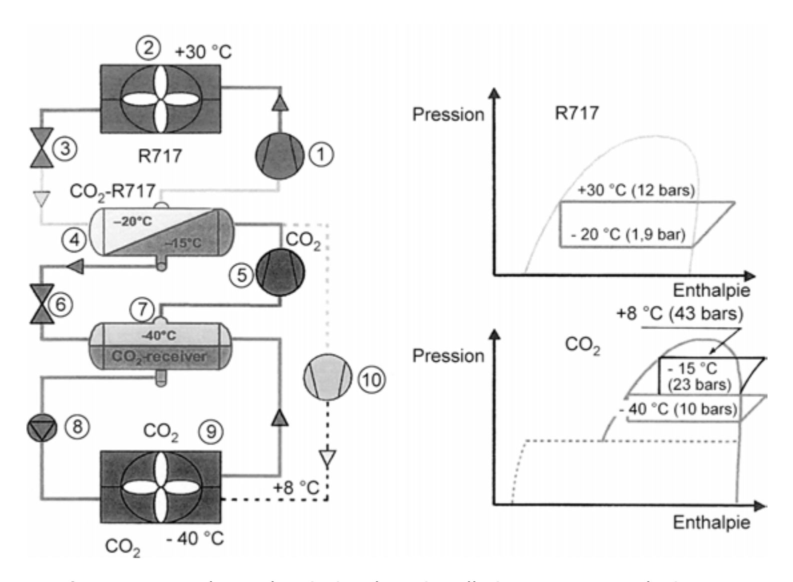


Figure 16.12 – Schéma de principe d'une installation au CO_2 avec dégivrage par le fluide frigorigène (doc. Danfoss).

1 : compresseur ammoniac ; **2** : condenseur ammoniac ; **3** : détendeur ; **4** : échangeur intermédiaire ; **5** : compresseur CO_2 ; **6** : détendeur CO_2 ; **7** : bouteille séparatrice basse pression ; **8** : pompe à CO_2 ; **9** : évaporateur CO_2 ; **10** : compresseur CO_2 dédié au dégivrage.

17 • SÉCURITÉS ET CONTRÔLES EN FROID INDUSTRIEL

17.1 Sécurités et contrôles concernant la partie électrique

Il convient de s'assurer :

– de la sélectivité des protections ;
– de la sensibilité des disjoncteurs différentiels ;
– du réglage des thermiques ;
– du bon calibre des fusibles ;
– qu'en cas de premier défaut, si le régime de neutre est de type IT, les transmissions d'alarmes fonctionnent ;
– que les relais de surchauffe soient réellement opérationnels ;
– que les arrêts d'urgence (coup de poing) soient opérationnels ;
– que les conducteurs terre aient des valeurs ohmiques normalisées.

17.2 Sécurités et contrôles concernant le domaine aéraulique

– S'assurer de l'efficacité des interrupteurs à drapeau pouvant asservir ou verrouiller différentes machines.
– S'assurer de la fonctionnalité des thermostats de paliers.
– Des pressostats différentiels peuvent agir sur un relais pilote « défaut de ventilation » et générer des signaux d'alarme.

– S'assurer du sens de rotation des ventilateurs.
– S'assurer que les pertes de charge des principaux éléments des circuits aérauliques ne sont pas excessives (batteries encrassées, filtre à air sale…).
– Des pertes de charge anormalement faibles (par exemple filtre à air enlevé pour la maintenance) sont à éviter, l'intensité absorbée par le moteur devenant élevée.

17.3 Sécurités et contrôles concernant le domaine hydraulique

Les circuits hydrauliques comportent généralement les sécurités ou accessoires suivants :

– pressostat différentiel sur les pompes ;
– interrupteur de débit (assurant généralement le verrouillage des compresseurs dans les cas de condensation par eau ou de groupe à eau glacée) ;
– purge d'air automatique ;
– pressostats ;
– vase d'expansion.

17.4 Sécurités et contrôles dans le domaine frigorifique

Le domaine frigorifique peut être scindé en quatre parties :

– le circuit frigorifique à proprement parler ;
– l'huile ;
– les pompes à fluide frigorigène (dans le cas d'installations dites à recirculation) ;
– les contrôles de niveaux.

17.4.1 Sécurités du circuit frigorifique

■ Soupapes de sécurité

Il existe des soupapes de sécurité tarées en standard de 10 à 30 bars. Certaines sont proposées à tarage réglable.

Disques de rupture réglementaires

Les fabricants proposent des disques de rupture pouvant fonctionner entre 10 et 30 bars. Ces disques de rupture sont souvent associés à des soupapes de sécurité (figure 17.1).

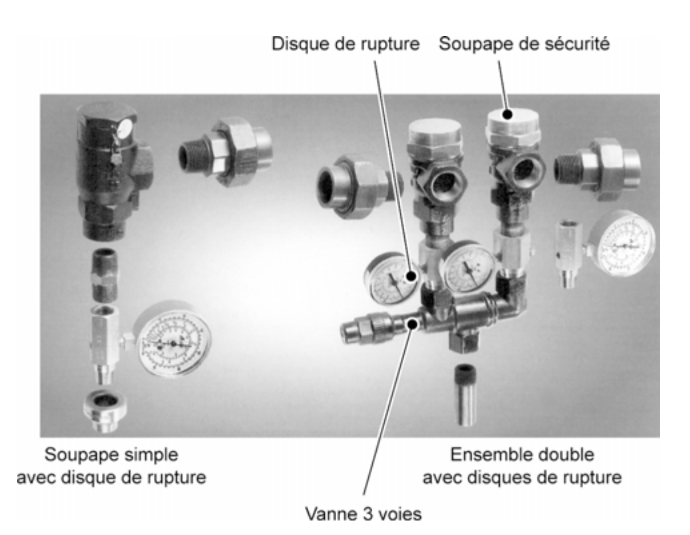


Figure 17.1 – Exemple de panoplie de sécurité pressostatique (doc. US Reco).

Soupape de sécurité non atmosphérique pour décharge interne

Ces soupapes peuvent protéger réglementairement un réservoir ou une portion de tuyauterie à la valeur de tarage en déchargeant la surpression dans la partie basse pression de l'installation.

La partie basse pression recevant cette décharge doit à son tour être protégée par une soupape atmosphérique réglementaire (figure 17.2).

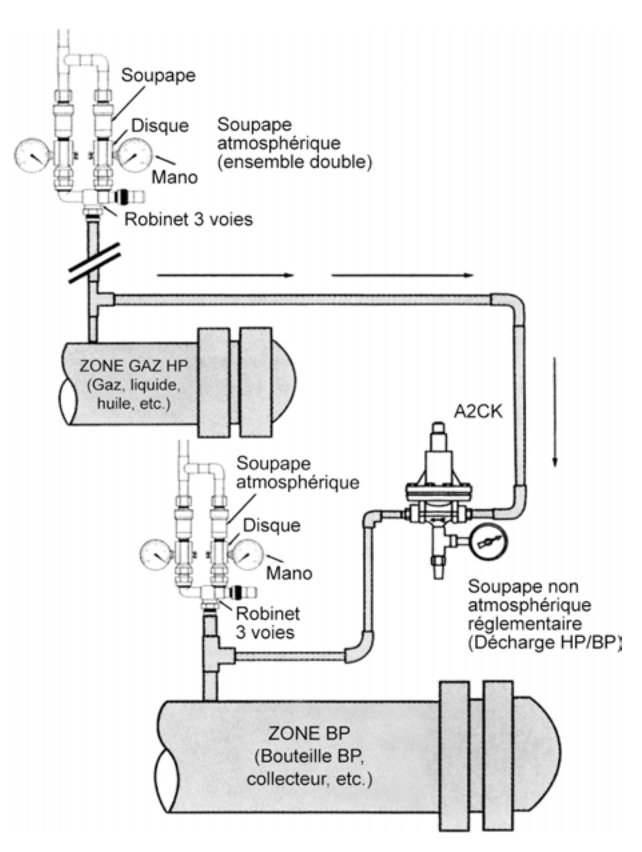


Figure 17.2 – Exemple de montage de différentes sécurités pressostatique (doc. US Reco).

Valeurs de tarage possibles :

– Soupape atmosphérique haute pression : 25 bars.
– Disque de rupture haute pression : 22 bars.
– Soupape non atmosphérique (A2CK) : 19 bars.

– Disque de rupture basse pression : 10 bars.
– Soupape atmosphérique basse pression : 13 bars.

Remarques sur les disques de rupture

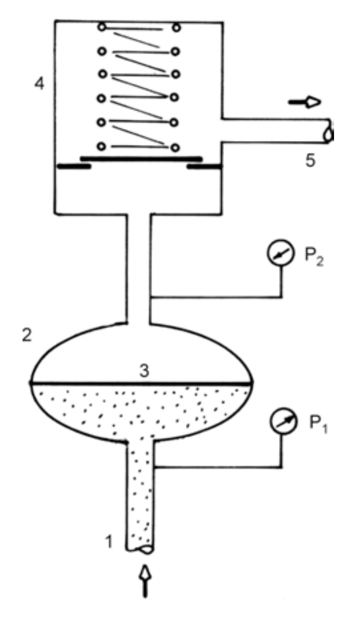


Figure 17.3 – Schéma de l'installation.

1 : raccordement à l'installation à contrôle de pression maximale ; **2** : disque de rupture ; **3** : membrane du disque de rupture ; **4** : soupape atmosphérique de sécurité ; **5** : évacuation du fluide en surpression ; P_1 : pression du fluide à valeur maximale contrôlée ; P_2 : pression mesurée entre le disque de rupture et la soupape de sécurité.

Hypothèses :

– Soupape atmosphérique **4** tarée à 25 bars.
– Disque de rupture **2** taré à 20 bars.
– Pression maximale « normale » de l'installation raccordée en **1** : 15 bars.

À la suite des variations de pression, du vieillissement, des contraintes thermiques, etc., la membrane du disque de rupture devient poreuse. La pression P_2 devient alors égale à P_1 et la membrane **3** reçoit une pression égale de 15 bars sur chaque face.
Supposons une augmentation brutale de la pression P_1 ; le disque de rupture va alors réagir à la pression 15 + 20 = 35 bars. Cette pression peut être tout à fait excessive pour l'installation considérée.
Pour garantir une sécurité normale de l'installation, il serait nécessaire ici de maintenir P_2 à la pression atmosphérique.
En régulation tout-ou-rien, il est possible de contrôler la pression P_2 et de déclencher une alarme en cas de surpression.
En régulation numérique, une sonde de pression peut contrôler la pression P_2 et permettre de déclencher des alarmes.

■ Soupape de sécurité interne pilotée

□ Cas où la haute pression est inférieure à la pression maximale réglée

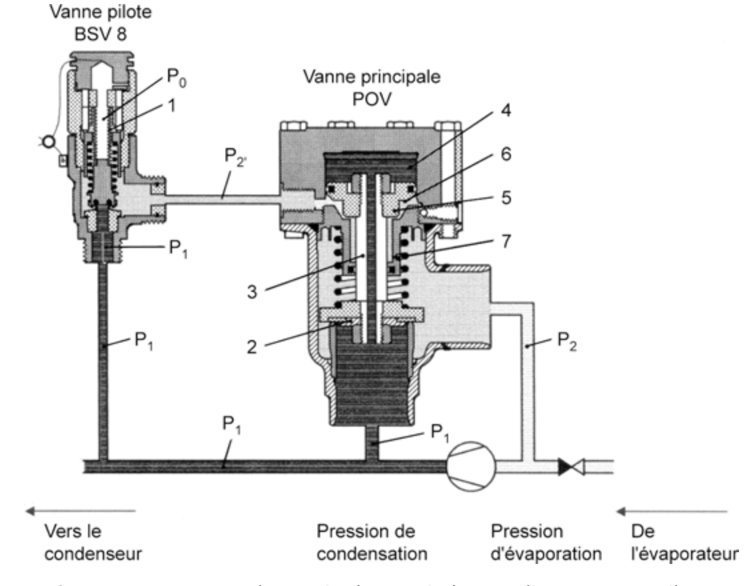


Figure 17.4 – Soupape de sécurité (non active) raccordée à sa vanne pilote.

Cette technologie consiste en une vanne principale (NF), donc fermée sans signal pilote. Cette vanne principale est asservie à une vanne pilote à contrôle de pression amont ; cette vanne pilote s'ouvre à la pression maximale souhaitée (valeur de réglage).

Sur la figure 17.4, la vanne pilote consiste en une vanne « amont », qui s'ouvre lorsque la force d'ouverture découlant de la pression P_1 est supérieure à la force de fermeture du ressort de réglage.

La haute pression P_1 s'exerce par ailleurs au niveau de la vanne principale sous le clapet **2** ; il s'agit là d'une force d'ouverture.

Cette même pression P_1 s'exerce sur la partie supérieure du servopiston **5**, la tige de piston étant creuse.

Le servopiston étant de surface supérieure au clapet principal, la vanne est donc fermée.

Le gros avantage des vannes principales de sécurité pilotées est de permettre un débit important lors de surpressions excessives.

☐ Cas où la haute pression est supérieure à la pression maximale contrôlée

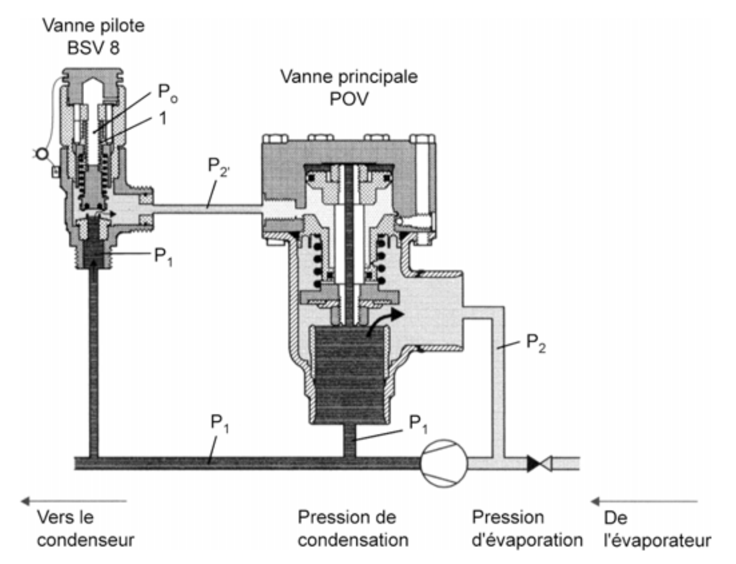


Figure 17.5 – Soupape de sécurité (active) raccordée à sa vanne pilote.

Sur la figure 17.5, au niveau de la vanne pilote, la pression P_1 s'exerçant sous le clapet crée une force d'ouverture supérieure à la force de fermeture (réglage) : la haute pression est donc admise à la vanne principale par la conduite pilote. La haute pression s'exerce alors sous le servopiston, les forces d'ouverture deviennent prépondérantes : la vanne principale s'ouvre.
L'association de la vanne principale POV et de la vanne pilote BSV permet donc de garantir une pression maximale réglable.

Exemple de sécurités pressostatiques sur une installation dont les évaporateurs sont alimentés par pompe et les dégivrages assurés par les gaz chauds

La figure 17.6 propose un exemple de montage de soupapes de sécurité sur une installation dont les évaporateurs sont alimentés par pompe et les dégivrages assurés par les gaz chauds.

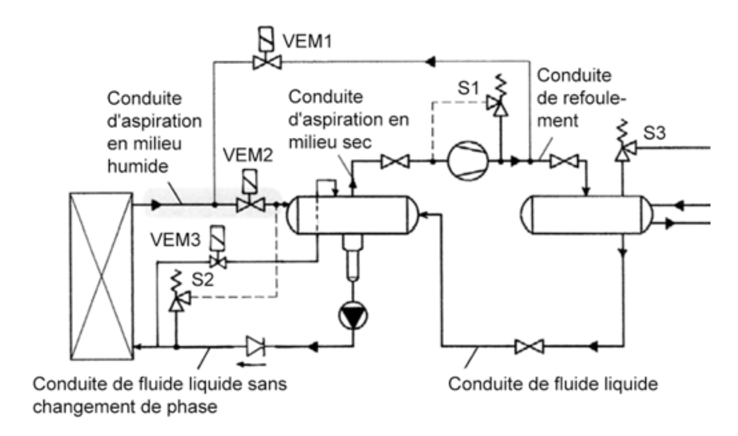


Figure 17.6 – Schéma de principe.

S1 : soupape non atmosphérique réglementaire permettant la décharge de la haute pression vers la basse pression en cas de surpression ; **S2** : soupape non atmosphérique permettant la décharge de l'évaporateur vers la bouteille séparatrice en cas de surpression lors des dégivrages ; **S3** : soupape atmosphérique permettant un dégazage à l'extérieur ; **VEM1** : électrovanne gaz chauds permettant le dégivrage ; **VEM2** : électrovanne hors tension en dégivrage ; **VEM3** : électrovanne sous tension en dégivrage, elle permet le retour des condensats à la bouteille séparatrice.

Remarque

Il s'agit ici d'un schéma de principe, une telle installation comportant nécessairement plusieurs évaporateurs afin de permettre ce type de dégivrage.

Pressostats haute pression

Les fabricants proposent des pressostats à différentes plages de réglage correspondant aux différents fluides et aux différentes conditions de marche.
Ces pressostats doivent être à réarmement manuel. Leur point de coupure doit être inférieur au tarage des soupapes de sécurité.
Ces pressostats sont généralement associés à des relais pilotes permettant différentes actions.

17.4.2 Huile

Pressostats différentiels d'huile

Les pressostats différentiels d'huile protègent le compresseur contre un défaut de lubrification.

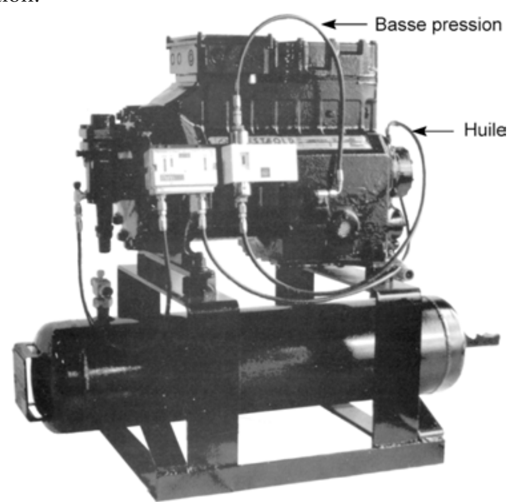


Figure 17.7 – Raccordement d'un pressostat différentiel d'huile de type électromécanique (doc. Searle).

Exemple de réglage

Sur un compresseur, la différence de pression entre l'huile et la basse pression est de 3 bars ; le pressostat différentiel d'huile peut être réglé à 1,5 bar.

Le démarrage est souvent asservi à un thermostat interdisant le démarrage si la température de l'huile est inférieure à 30 °C par exemple.

Le soufflet inférieur du pressostat d'huile (figure 17.7) est raccordé au refoulement de la pompe à huile, le soufflet supérieur est raccordé au carter (à la basse pression).

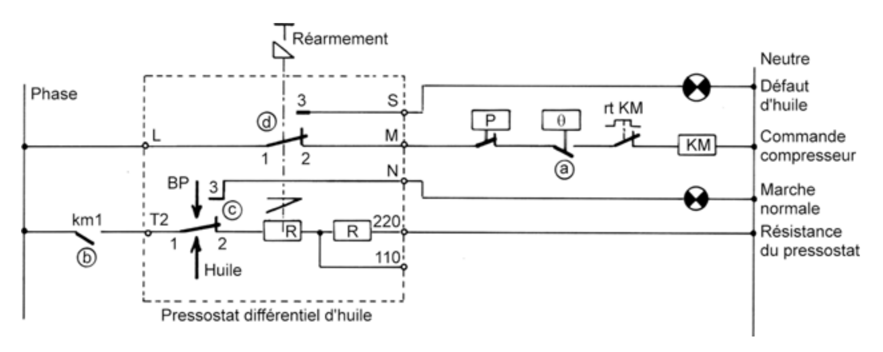


Figure 17.8 – Schéma de principe du raccordement électrique d'un pressostat différentiel d'huile.

Tableau 17.1 – Analyse du fonctionnement du pressostat d'huile dans l'hypothèse d'une temporisation de 60 s.

Contacts	**a**	**b**	**c 1-2**	**c 1-3**	**d 1-2**	**d 1-3**
Machine à l'arrêt	0	0	1	0	1	0
Au moment du démarrage	1	1	1	0	1	0
Après 60 s, Δp = 3 bars	1	1	0	1	1	0
Après 60 s, Δp = 1,2 bar (manque de pression)	1	0	1	0	0	1

Pressostats différentiels d'huile électroniques

Application : contrôle de la pression différentielle d'huile des compresseurs semi-hermétiques. La sonde de pression est directement vissée dans le corps de la pompe du compresseur (pour le modèle pris en exemple ici, figure 17.9). Des petites canalisations internes relient le contact aux orifices d'aspiration et de refoulement de la pompe. Aucune connexion capillaire n'est nécessaire. La partie électronique du contact peut être démontée sans ouvrir le circuit frigorifique.

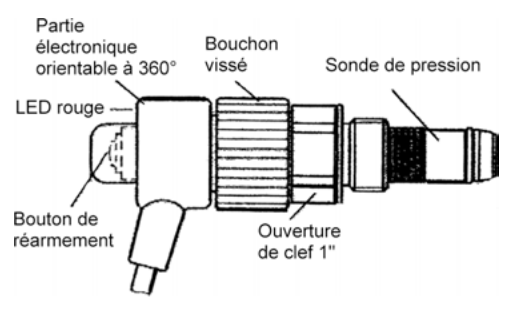


Figure 17.9 – Vue d'un pressostat différentiel d'huile électronique (doc. Copeland).

Description du fonctionnement (figure 17.10) : le contrôle du différentiel de pression est activé aussitôt que la tension d'alimentation est appliquée aux bornes *via* un contact auxiliaire du contacteur moteur **k1**. Une LED rouge s'allume immédiatement pour signaler une pression insuffisante. Dès que la pression différentielle préréglée est atteinte, la LED s'éteint. Le contact de sortie reste fermé tant que la pression est supérieure ou égale à la valeur de réglage.

Si la pression différentielle baisse et reste inférieure à la valeur de consigne pendant un temps supérieur à la temporisation, le contact de sortie s'ouvre et se verrouille mécaniquement. Le contact sera réactivé en pressant sur le bouton de réarmement.

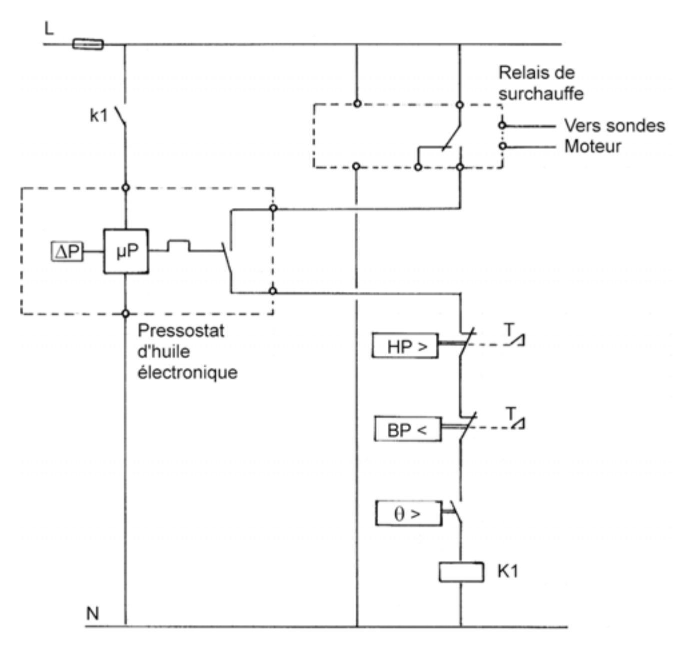


Figure 17.10 – Schéma de raccordement (doc. Copeland).

Tableau 17.2 – Données techniques se rapportant à un appareil Copeland de référence OPS1.

Alimentation	220 V AC 50/60 Hz
Temporisation avant coupure	120 s
Pression de réenclenchement (fixe)	0,95 bar
Pression de coupure (fixe)	0,63 bar
Compatibilité avec les fluides frigorigènes	HFC et HCFC (cuivre)
Réarmement	Manuel

Spécificités de l'ammoniac : dans le cas de l'ammoniac, l'huile est généralement plus dense et non miscible, elle se dépose donc aux différents points bas de l'installation.

La récupération de l'huile peut être automatique ou manuelle. Des vannes spéciales sont alors nécessaires ; ces vannes sont à fermeture automatique.

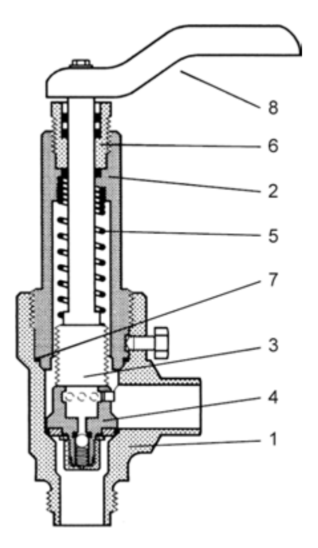


Figure 17.11 – Vanne permettant la purge d'huile manuellement (doc. Danfoss).

En cas de défaillance humaine, la vanne de la figure 17.11 se ferme automatiquement.

Entre la vanne de purge à fermeture rapide et l'huile à évacuer, on dispose un clapet anti-retour ou une vanne d'arrêt manuel (figure 17.12).

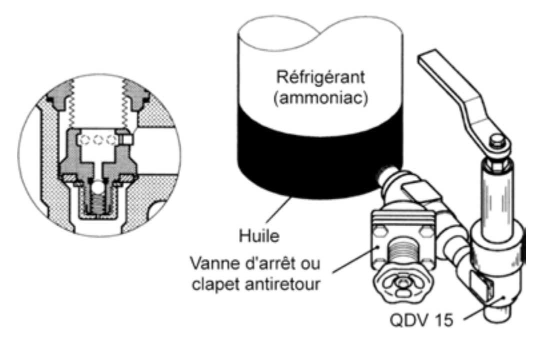


Figure 17.12 – Exemple de montage de la vanne de la figure 17.11.

17.4.3 Pompes à fluide frigorigène

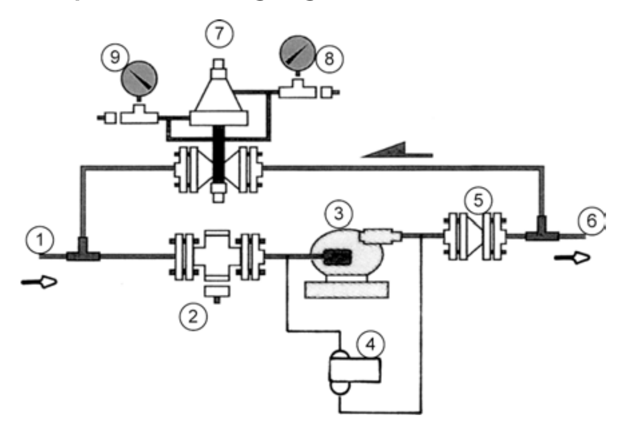


Figure 17.13 – Schéma de principe des sécurités associées à une pompe à fluide frigorigène.

1 : fluide frigorigène liquide provenant d'une bouteille séparatrice ; **2** : filtre d'aspiration ; **3** : pompe à fluide frigorigène ; **4** : pressostat différentiel permettant d'éviter le fonctionnement en cavitation ; **5** : clapet anti-retour ; **6** : fluide frigorigène refoulé vers les évaporateurs ; **7** : soupape de décharge (protection contre les surpressions) ; **8** : manomètre indiquant la pression au refoulement de la pompe ; **9** : manomètre indiquant la pression en amont de la pompe.

17.4.4 Contrôles de niveau

Des niveaux excessifs dans les bouteilles séparatrices basse pression et moyenne pression peuvent conduire à des coups de liquide aux compresseurs. Il importe donc de verrouiller le fonctionnement des compresseurs en cas de niveaux excessifs.
Les contrôleurs de niveau peuvent fonctionner à partir de plusieurs technologies :

– technologie à flotteur ;
– technologie à impédance variable ;
– technologie optique ;
– technologie utilisant des contrôleurs comportant un élément thermostatique et un élément pressostatique, etc.

Des niveaux insuffisants sont le signe d'un dysfonctionnement ; des contrôleurs de niveau bas permettent de verrouiller le fonctionnement de différentes machines et/ou de générer des messages d'alarme.

17.4.5 Détection de présence d'ammoniac… pour les installations à l'ammoniac !

L'ammoniac, du fait de sa toxicité, fait l'objet d'une réglementation spécifique.
Des détecteurs explosimétriques et toximétriques doivent être raccordés à une centrale de détection ; le bon fonctionnement des détecteurs et de la centrale doit être contrôlé semestriellement.
Des équipements de protection sont obligatoires : combinaisons, masques équipés de cartouches spécifiques, appareils de respiration individuels, etc.

Remarque

Les textes réglementaires se rapportant à l'ammoniac sont disponibles auprès de différents organismes professionnels.

17.5 Sécurité incendie

La législation concernant la sécurité incendie doit bien sûr être appliquée, et de préférence avec une redondance de détecteurs du fait de la complexité des machines et des graves conséquences potentielles liées à un sinistre.

Remarque

Les contrôles énumérés ci-dessus sont inclus dans un cahier des charges de maintenance préventive propre à chaque installation.

Actuellement, la MAO (maintenance assistée par ordinateur) est presque systématique sur tous les sites, car elle permet une meilleure efficacité et une plus grande rigueur dans le suivi des installations.

18 • PROBLÈMES DES SOLS EN TEMPÉRATURE NÉGATIVE

Lors de la mise en régime d'une enceinte à température négative, un flux thermique du sol vers l'enceinte réfrigérée s'opère. Il en résulte un abaissement de la température des sols ; en régime stabilisé, cette température peut être négative.
Dans l'hypothèse (fréquente) de présence d'humidité, sa cristallisation peut provoquer le soulèvement des dalles.

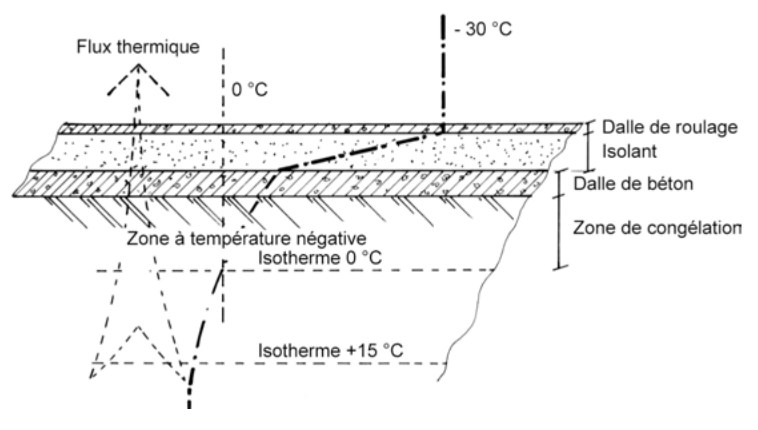


Figure 18.1 – Représentation schématique de l'évolution des températures du sol d'un local à température négative.

Lorsqu'une enceinte à température négative repose directement sur le sol, il convient donc d'effectuer un apport thermique correspondant aux déperditions des sols. Cet apport peut être effectué par ventilation ou par chauffage.

18.1 Apport par ventilation

Le sol de la chambre froide repose sur un lit de briques creuses. Cette solution n'est valable que pour les petits volumes.
Circulation de l'air à partir de gaines cylindriques : il convient alors de contrôler régulièrement la libre circulation de l'air dans ces gaines.
L'utilisation de poutrelles et de dalles en béton armé permet la réalisation d'un vide sanitaire sous l'enceinte réfrigérée.

18.2 Apport par chauffage

L'apport de chaleur peut être réalisé à partir de câbles chauffants noyés dans le béton. La puissance installée peut varier entre 10 et 15 W/m^2. Ce chauffage peut être intermittent et régulé à partir de sondes contrôlant la température des sols.
Une autre technique, plus coûteuse à l'installation mais plus économique en fonctionnement, consiste en de l'eau glycolée chauffée à partir du fluide frigorigène haute pression.

18.3 Remarques de responsables d'entrepôts frigorifiques confrontés à des problèmes de chauffage des sols

Consécutivement au vieillissement, il n'est pas exceptionnel que des fuites se produisent, ce qui oblige à isoler hydrauliquement l'épingle concernée.
Il arrive aussi qu'il se produise des obturations.
Ces différents désordres font qu'une partie de la dalle n'est plus chauffée. Il en découle quelquefois le soulèvement des sols.
L'un des moyens permettant de combattre ce problème est de réaliser des puits thermiques.
Des carottages sont alors effectués et des résistances électriques y sont installées.

Il est évident que l'alimentation électrique de ces résistances ne va pas sans poser de sérieux problèmes !
Lors de l'étude et de la réalisation de chambres froides à basse température, la conception et la mise en œuvre du dispositif de mise hors gel des sols représentent donc un point très important qu'il convient de traiter de façon très professionnelle !

19 • SOUPAPES D'ÉQUILIBRAGE

19.1 Calcul des pressions s'exerçant sur les parois d'une chambre froide

Le volume massique de l'air décroît avec sa température. Lors de la mise en régime d'une enceinte réfrigérée, il en découle une importante variation de pression.

Prenons l'hypothèse d'une chambre froide où l'on doit maintenir une température de – 25 °C.

La mise en régime s'effectue lorsque la chambre froide est encore vide. Cette chambre froide est supposée parfaitement étanche.

L'air initial est à + 25 °C et à 45 % d'hygrométrie relative, son volume massique est alors de 0,865 $m^3.kg^{-1}$.

Le volume massique de l'air final est de 0,700 $m^3.kg^{-1}$.

La différence des volumes massiques est donc de 0,165 $m^3.kg^{-1}$.

Le pourcentage de réduction du volume massique est donc le suivant :

$$\frac{0{,}165}{0{,}865} = 0{,}19 \text{ soit } 19\ \%$$

Prenons l'hypothèse d'une pression initiale de 101 300 Pa (figure 19.1).

La pression varie proportionnellement à la variation de volume massique.

La pression finale est donc :

$$101\,300 - \left(\frac{19}{100} \times 101\,300\right) = 82\,053 \text{ Pa}$$

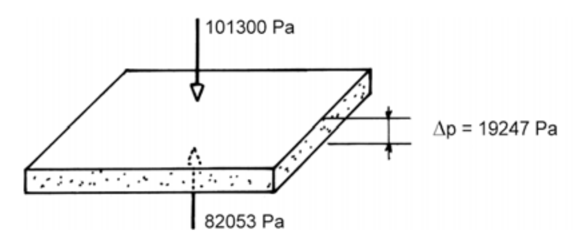


Figure 19.1 – Représentation des pressions extérieures et intérieures s'exerçant sur les parois.

Calcul de la force qui s'exerce sur 1 m^2 de surface de cette paroi :

$$F = p\,s = 19\,247 \times 1 = 19\,247 \text{ N soit } 1\,962 \text{ kg.m}^{-2}$$

Sans précautions particulières, cette contrainte considérable provoquerait des dégâts (fissures, effondrement du plafond, etc.). Il convient donc de prévenir ces problèmes en équipant ces locaux de soupapes d'équilibrage.
Il existe des soupapes d'équilibrage hydraulique et à clapet à double sens.

19.2 Soupape d'équilibrage hydraulique

Dans l'exemple de la soupape de la figure 19.2, le tube égalisateur plonge de 10 mm dans le liquide : la dépression ou surpression maximale dans la chambre froide est donc de 100 Pa.
Force maximale s'exerçant sur 1 m^2 :

$$F = p\,s = 100 \times 1 = 100 \text{ N} = 10{,}2 \text{ kg.m}^{-2}$$

Ce dispositif est simple mais demande un contrôle fréquent.

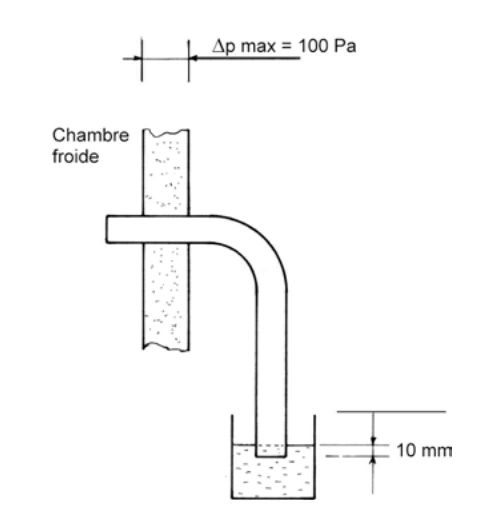


Figure 19.2 – Principe d'une soupape hydraulique.

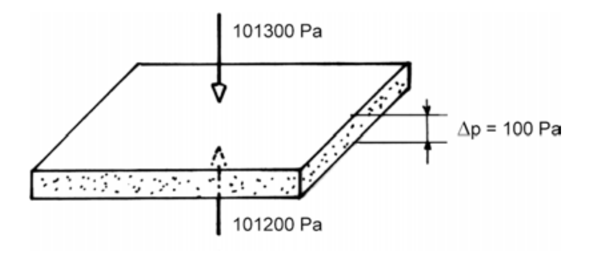


Figure 19.3 – Représentation des pressions intérieures et intérieures.

19.3 Soupape d'équilibrage à clapet

Les figures 19.4 et 19.5 montrent des exemples de soupapes d'équilibrage à simple et à double clapet. Chaque soupape est garantie par un abaque débit/pertes de charge (figure 19.6).

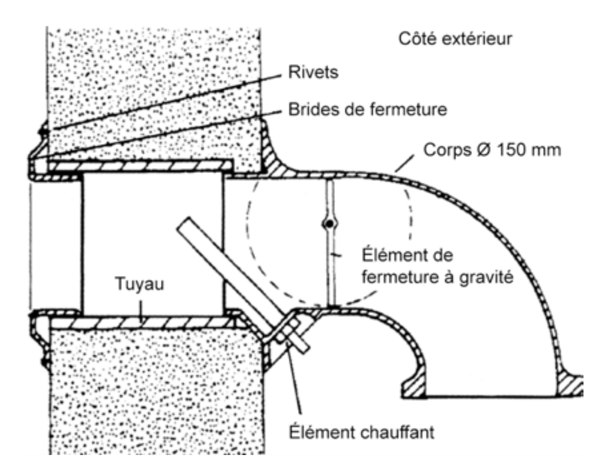


Figure 19.4 – Vue d'une soupape d'équilibrage à un seul clapet (doc. Isotechnica).

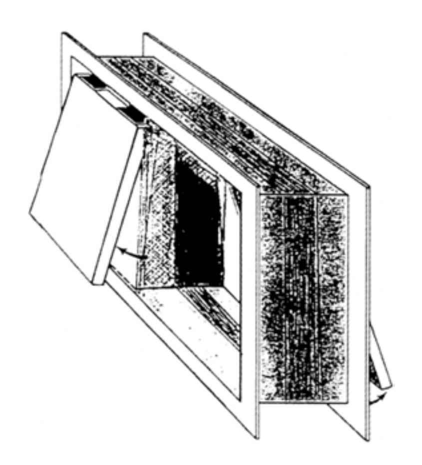


Figure 19.5 – Vue d'une soupape d'équilibrage à double clapet (doc. Lèbre-FMI).

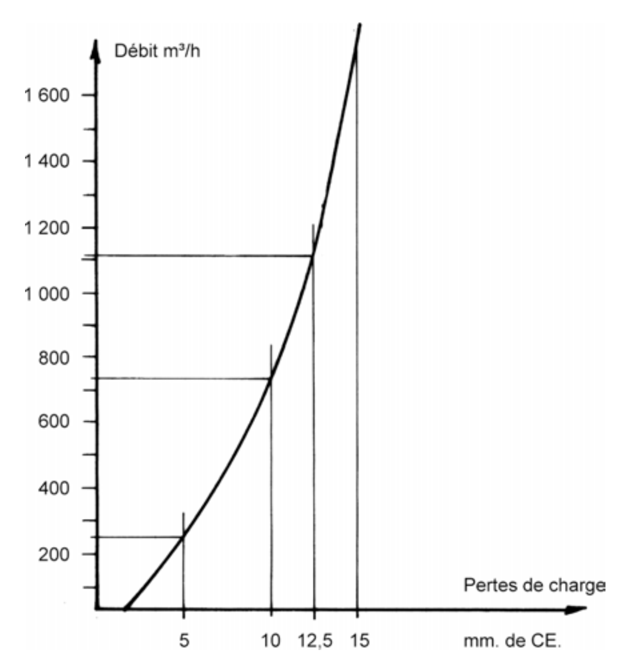


Figure 19.6 – Abaque correspondant à la soupape d'équilibrage à double clapet.

20 • ISOLATION THERMIQUE

20.1 Étude d'une paroi plane

Faisons l'hypothèse d'une enceinte réalisée à partir de panneaux préfabriqués. Ces panneaux sont constitués d'un isolant protégé sur chaque face par une tôle d'aluminium.
La température intérieure de l'enceinte en projet est de **– 25 °C**, la température extérieure est de **+ 25 °C**.
Le flux maximal d'apport thermique admis est de **8 W.m^{-2}**.
L'isolant a un coefficient de conductibilité thermique de **0,03 W.(m.°C)$^{-1}$**.

20.1.1 Calcul de l'épaisseur des panneaux à utiliser

Coefficient de convection intérieure : α_i = 25 W.(m^2.°C)$^{-1}$.
Coefficient de convection extérieure : α_e = 10 W.(m^2.°C)$^{-1}$.
Le flux thermique d'une paroi est donné par la formule :

$$\Phi = K\,S\,\Delta\theta$$

avec K le coefficient de transmission thermique en W.(m^2.°C)$^{-1}$, S la surface d'échange en m^2 et $\Delta\theta$ l'écart de température en °C :

$$K = \frac{\Phi}{S\Delta\theta} = \frac{8}{1 \times 50} = 0{,}16 \text{ W.(m}^2\text{.°C)}^{-1}$$

Formule de Péclet applicable aux parois planes :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda_{is}} + \frac{1}{\alpha_e}$$

$$\frac{1}{0,16} = \frac{1}{25} + \frac{e}{0,03} + \frac{1}{10}$$

$$6,25 = 0,04 + \frac{e}{0,03} + 0,1$$

$$\frac{e}{0,03} = 6,25 - (0,1 + 0,04) = 6,11$$

$$\boldsymbol{e = 6,11 \times 0,03 = 0,1833\ \text{m}}$$

L'influence des tôles est ici négligée.
Dans la pratique, les panneaux retenus auraient une épaisseur de **0,20 m**.

20.1.2 Évolution des températures au sein de cette paroi

La résistance au flux thermique est l'inverse du coefficient de transmission thermique :

$$R = 1/K$$

R s'exprime donc en $m^2.°C.W^{-1}$:

$$R = 1/0,16 = 6,25\ m^2.°C.W^{-1}$$

La chute de température au niveau des différents éléments de la paroi est proportionnelle à la résistance au flux thermique de ces différents éléments.
Résistance au flux thermique due à la convection intérieure :

$$R(\alpha_i) = 1/25 = 0,04\ m^2.°C.W^{-1}$$

Chute de température correspondante :

$$\Delta\theta = (50/6,25) \times 0,04 = 0,32\ °C$$

Résistance au flux thermique due à l'isolant :

$$R\ (\text{isolant}) = 0,1833/0,03 = 6,11\ m^2.°C.W^{-1}$$

Chute de température correspondante :

$$\Delta\theta = (50/6{,}25) \times 6{,}11 = 48{,}88\ °C$$

Résistance au flux thermique due à la convection extérieure (α_e) :

$$R = 1/\alpha_e = 1/10 = 0{,}1\ m^2.°C.W^{-1}$$

Chute de température correspondante :

$$\Delta\theta = (50/6{,}25) \times 0{,}1 = 0{,}8\ °C$$

La somme des différentes chutes de température doit correspondre à l'écart total de température :

$$0{,}32 + 48{,}88 + 0{,}8 = \mathbf{50\ °C}$$

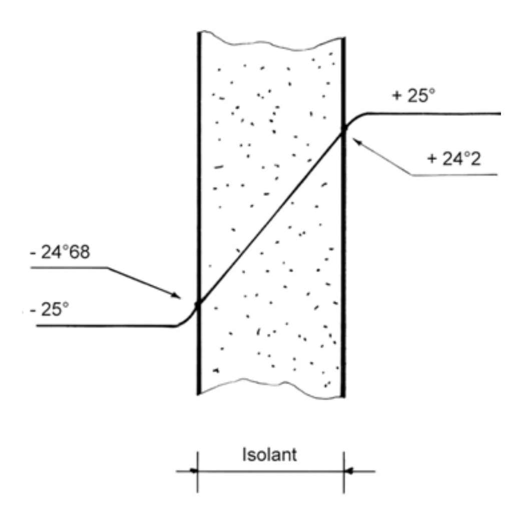


Figure 20.1 – Représentation schématique des températures au niveau de cette paroi.

L'imperméabilité de l'habillage de ces panneaux à la vapeur d'eau exclut ici tout risque de condensation dans l'isolant.

Toute étude d'installation frigorifique suppose le calcul préalable des apports thermiques.

Lorsqu'il s'agit de réfrigération, de congélation ou de stockage de denrées périssables, les calculs consistent à déterminer les apports totaux d'énergie en 24 heures.

La puissance frigorifique à installer est alors :

$$\phi_0 = \frac{\text{bilan total journalier}}{\text{nombre d'heures de marche}}$$

Généralement, la profession adopte les temps de marche suivants :

– chambre de stockage de produits surgelés : de **12 à 18 h/j** ;
– chambre de stockage pour produits réfrigérés : de **16 à 20 h/j**.

Les variations de températures diurne et nocturne sont négligées ici, l'inertie des denrées entreposées et du bâti étant très grande.

L'influence de l'ensoleillement est souvent négligée. On peut cependant en tenir compte en majorant les écarts de température entre l'intérieur et l'extérieur, principalement en ce qui concerne la toiture. En fonction de la région, des manuels spécialisés donnent les majorations à adopter.

Les bilans thermiques peuvent être réalisés à partir de logiciels spécifiques ; il est alors possible de tenir compte de nombreux paramètres.

Certains fabricants mettent à disposition des méthodes de calcul, souvent simples.

20.1.3 Principaux apports thermiques

– Apports par les parois.
– Apports par les denrées.
– Apports par la ventilation.
– Apports par le renouvellement d'air.

Les apports de moindre importance sont les suivants :

– apports dus au dégivrage ;
– apports dus aux appareils de manutention ;
– apports dus à l'éclairage ;
– apports dus à la chaleur de respiration (concernent les fruits et légumes frais) ;
– apports dus au personnel.

Ces calculs ne présentent pas de difficultés. Les techniciens expérimentés connaissent les ratios moyens (puissance à installer au mètre cube) pour une application donnée ; il suffit alors de multiplier ce coefficient par le volume.

20.2 Étude des températures d'une tuyauterie isolée

Il s'agit d'une canalisation en acier véhiculant un fluide frigoporteur (figure 20.2).

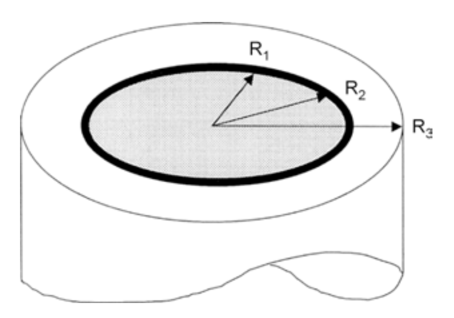


Figure 20.2 – Canalisation en acier véhiculant un fluide frigoporteur.
R_1 = 25 mm. R_2 = 27,5 mm. R_3 = 75 mm.

Coefficient de conductibilité de l'isolant : λ = 0,037 W.(m.°C)$^{-1}$
Coefficient de convection intérieure : α_i = 800 W.(m^2.°C)$^{-1}$
Coefficient de convection extérieure : α_e = 9 W.(m^2.°C)$^{-1}$
Température du fluide frigoporteur : – 30 °C
Température extérieure : + 30 °C

On applique la formule de Péclet se rapportant à une tuyauterie :

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_e R_e} \oplus \frac{\ln\frac{R_3}{R_2}}{\lambda_{isolant}} \oplus \frac{\ln\frac{R_2}{R_1}}{\lambda_{acier}} + \frac{1}{\alpha_i R_{\text{int.}}}$$

$$R = \frac{1}{9 \times 0{,}075} + \frac{\ln\frac{0{,}075}{0{,}0275}}{0{,}037} + \frac{\ln\frac{0{,}0275}{0{,}025}}{40} + \frac{1}{800 \times 0{,}025}$$

$$\boldsymbol{R = 28{,}648\ (\mathrm{m^2.°C).W^{-1}}}$$

Chute de température due à la convection intérieure :

$$R = \frac{1}{\alpha_i R_i} = \frac{1}{800 \times 0{,}025} = 0{,}05\ (\mathrm{m^2.°C).W^{-1}}$$

La chute de température est proportionnelle à la résistance au flux thermique correspondante :

$$\Delta\theta = \frac{60}{28{,}648} \times 0{,}05 = 0{,}105\ °\mathrm{C}$$

Chute de température due à l'acier :

$$R = \frac{\ln\frac{0{,}0275}{0{,}025}}{40} = \frac{0{,}0953}{40} = 0{,}0024\ (\mathrm{m^2.°C).W^{-1}}$$

$$\Delta\theta = \frac{60}{28{,}648} \times 0{,}0024 = 0{,}005\ °\mathrm{C}$$

Chute de température due à l'isolant :

$$R = \frac{\ln\frac{0{,}075}{0{,}0275}}{0{,}037} = 27{,}116\ (\text{m}^2.°\text{C}).\text{W}^{-1}$$

$$\Delta\theta = \frac{60}{28{,}648} \times 27{,}116 = 56{,}8\ °\text{C}$$

Chute de température due à la convection extérieure :

$$R = \frac{1}{\alpha_e R_e} = \frac{1}{9 \times 0{,}075} = 1{,}48\ (\text{m}^2.°\text{C}).\text{W}^{-1}$$

$$\Delta\theta = \frac{60}{28{,}648} \times 1{,}48 = 3{,}1\ °\text{C}$$

La somme des différentes chutes de température correspond à l'écart total de température :

$$0{,}105 + 0{,}005 + 56{,}8 + 3{,}1 = \mathbf{60\ °C}$$

Supposons un air extérieur à 30 °C de température sèche et à 40 % d'hygrométrie relative.
La température de rosée de cet air est alors de 15 °C.
Tout élément placé dans cette ambiance et ayant une température inférieure à 15 °C est le siège d'une condensation.
Prenons le cas le plus défavorable possible (et complètement déconseillé !), à savoir la tuyauterie isolée en laine de verre sans pare-vapeur (figure 20.3). La vapeur d'eau migre librement dans la laine de verre.
Sur la figure 20.3, si l'isotherme **a** est à une température inférieure à 15 °C, il y a condensation : la laine de verre se sature d'eau.
Si l'isotherme **b** est à une température négative, il y a congélation de l'eau condensée.
Il apparaît donc qu'un pare-vapeur à l'extérieur de l'isolant est tout à fait indispensable : l'efficacité d'un isolant humide devient négligeable.

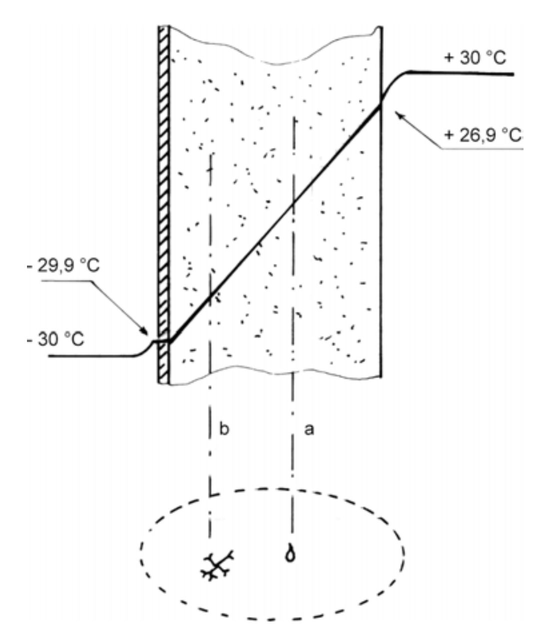


Figure 20.3 – Vue en coupe partielle de la tuyauterie isolée.

Dans la pratique, on observe souvent des gouttières réalisées *in situ* (sceaux, etc.) permettant de récupérer les condensats produits par les tuyauteries isolées… mal isolées !

Remarque

La laine de verre est proscrite pour les canalisations « froides » à cause de son imperméabilité nulle à la vapeur d'eau.
Par contre, cet isolant est fréquemment utilisé pour les canalisations « chaudes ».

B

Cas concrets d’installations

21 • INSTALLATION MONOÉTAGÉE À DEUX TEMPÉRATURES DIFFÉRENTES ET À RÉCUPÉRATION DE CHALEUR

21.1 Schéma de principe

Cette application se rapporte à un magasin de vente de produits surgelés (figure 21.1 page suivante).

21.2 Spécificités de l'installation étudiée

– Fluide utilisé : R 404A.
– Température d'ébullition des chambres froides : – 30 °C.
– Température d'ébullition intermédiaire minimale : – 24 °C.
– Machine comportant deux compresseurs en parallèle permettant ainsi l'adaptation de la puissance frigorifique aux besoins.
– Chauffage d'un magasin de vente à partir de la désurchauffe des gaz chauds.
– Alimentation optimale des détendeurs grâce à des échangeurs liquide-vapeur.
– Garantie d'une température d'ébullition intermédiaire à partir d'une vanne à pression constante.
– Garantie d'un démarrage avec une intensité de démarrage réduite grâce à une vanne de démarrage.
– Garantie d'une haute pression minimale à partir d'un régulateur à contrôle de pression amont.
– Garantie d'une pression minimale dans la bouteille de réserve liquide à partir d'un clapet différentiel.

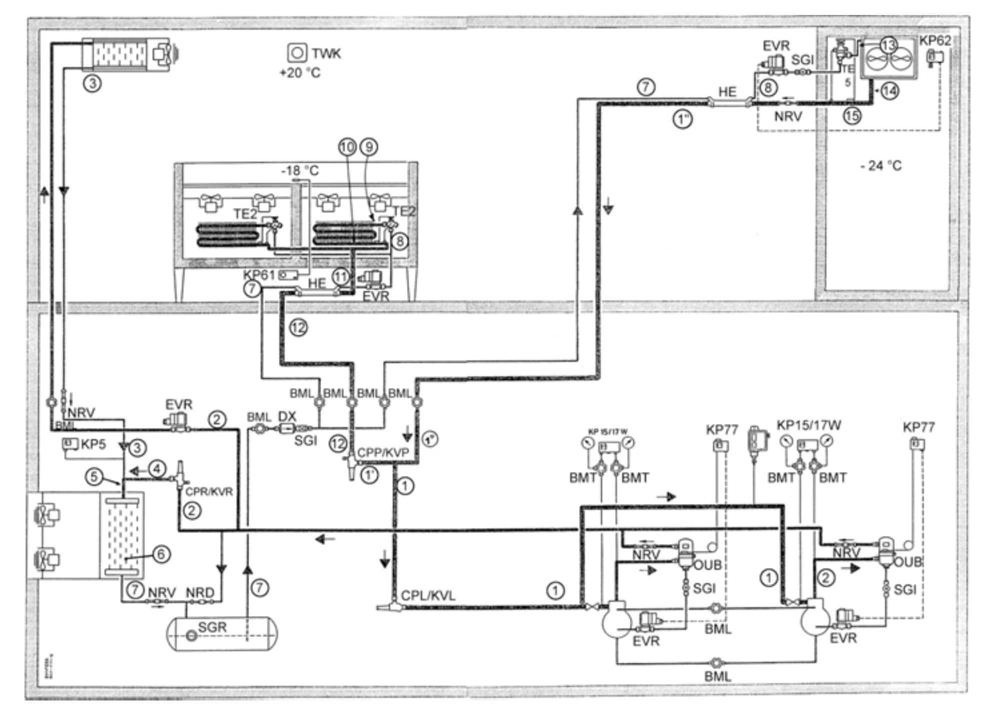


Figure 21.1 – Schéma de principe de l'installation (doc. Danfoss).

21.3 Cycle de fonctionnement

Nous prendrons ici l'hypothèse d'un fonctionnement « été » (figure 21.2) : la haute pression est supérieure à la valeur réglée au régulateur de haute pression minimale, il s'agit ici du régulateur CPR/KVR de la figure 21.1.

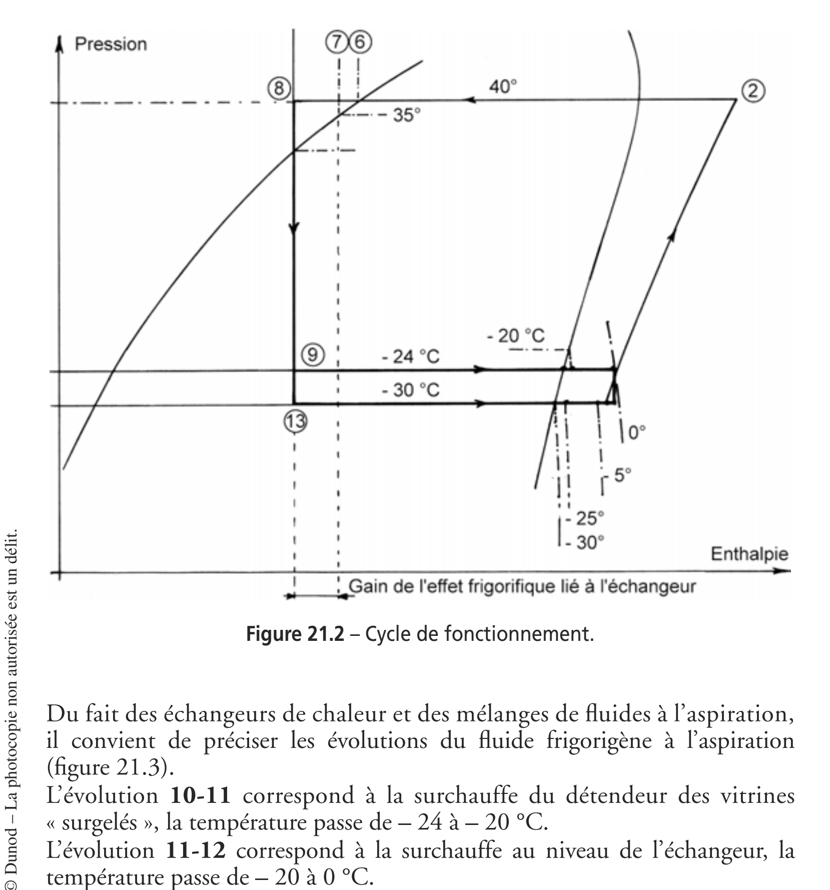


Figure 21.2 – Cycle de fonctionnement.

Du fait des échangeurs de chaleur et des mélanges de fluides à l'aspiration, il convient de préciser les évolutions du fluide frigorigène à l'aspiration (figure 21.3).

L'évolution **10-11** correspond à la surchauffe du détendeur des vitrines « surgelés », la température passe de – 24 à – 20 °C.

L'évolution **11-12** correspond à la surchauffe au niveau de l'échangeur, la température passe de – 20 à 0 °C.

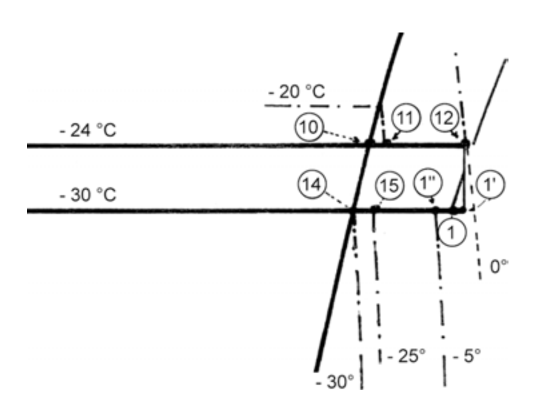


Figure 21.3 – Évolutions du fluide frigorigène à l'aspiration.

L'évolution **14-15** correspond à la surchauffe du détendeur de la chambre froide, la température passe de – 30 à – 25 °C.
L'évolution **15-1″** correspond à la surchauffe au niveau de l'échangeur, la température passe de – 25 à – 5 °C.
Au niveau de la vanne à pression constante CPP/KVP, il s'opère une chute de pression isenthalpe, ce qui correspond à l'évolution **12-1′**.
Les fluides **1′** et **1″** se mélangent enfin pour donner le point figuratif **1**, qui est l'état physique du fluide frigorigène à l'aspiration des compresseurs. On suppose ici que les masses de fluide provenant de la chambre froide et des vitrines soient identiques.

21.4 Rôle des échangeurs de chaleur

Le rôle principal d'un échangeur de chaleur est de garantir une alimentation 100 % liquide des détendeurs. Secondairement, en augmentant la surchauffe, il réduit les risques de coup de liquide et permet d'agir efficacement contre l'émulsion de l'huile. En augmentant la température des gaz aspirés, il réduit aussi le risque de condensation de la conduite d'aspiration.
Le gain de puissance frigorifique est généralement faible, l'augmentation de l'effet frigorifique par kilogramme de fluide frigorigène à l'évaporateur correspond à

$H_7 - H_8$. Ce gain est pratiquement annulé par l'augmentation du volume spécifique des vapeurs à l'aspiration.

21.5 Rôle de la vanne de démarrage

La température normale d'ébullition est de – 30 °C. La puissance du moteur d'entraînement est calculée en fonction de cette température d'ébullition.
Lors du démarrage après un arrêt prolongé, le couple résistant est fortement accru, ce qui provoque une importante surcharge du moteur.
À titre d'exemple, un fabricant de compresseurs ouverts préconise les puissances moteur suivantes pour un compresseur de cylindrée donnée :

– Au régime de marche (+ 40 ; – 30 °C), la puissance du moteur à installer est de 25 kW.
– Au régime de marche (+ 40 °C ; 0 °C), la puissance du moteur à installer est égale à 40 kW.

L'un des moyens permettant d'éviter la surcharge des moteurs au démarrage est de monter un régulateur de démarrage sur l'aspiration (figure 21.4).
Ce régulateur est insensible à la pression en amont. La fermeture s'effectue à pression de sortie croissante.

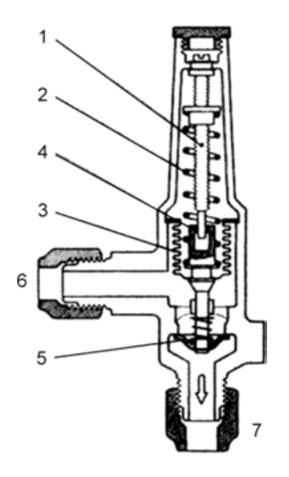


Figure 21.4 – Vue d'un régulateur de démarrage : il s'agit ici d'un régulateur à contrôle de pression aval (doc. Danfoss).

1 : tige de réglage ; **2** : ressort ; **3** : soufflet ; **4** : dispositif amortisseur ; **5** : clapet ; **6** : raccordement à l'évaporateur ; **7** : raccordement au compresseur.

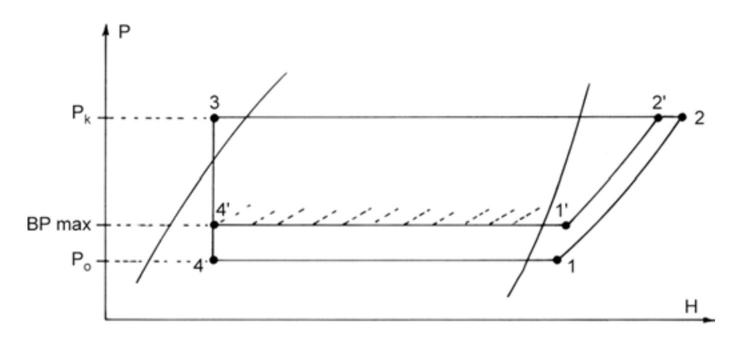


Figure 21.5 – Représentation du cycle de démarrage et du cycle de marche normale sur diagramme enthalpique.

La figure 21.5 donne le cycle de démarrage et le cycle de marche normale sur diagramme enthalpique. Le cycle **1-2-3-4** correspond à la marche normale. Le cycle **1′-2′-3-4′** correspond au démarrage.
Exemple de valeurs possibles :

– pression d'ébullition normale : 1,5 bar ;
– basse pression maximale au démarrage : 3 bars.

En marche normale, ce régulateur est ouvert en grand : la perte de charge qu'il crée est alors négligeable.

Remarque

Ce choix technologique correspond aux installations de faibles ou moyennes puissances, les compresseurs de forte cylindrée démarrant presque toujours à vide.

21.6 Contrôle de la haute pression minimale

L'intérêt de maintenir une haute pression minimale est de garantir une pression suffisante en amont des détendeurs afin d'assurer un débit correct de fluide frigorigène. La haute pression minimale garantie peut aussi éviter l'apparition d'une phase gazeuse dans la conduite liquide.

Le contrôle de la haute pression minimale permet par ailleurs dans notre exemple de garantir un apport de chaleur suffisant au « précondenseur » du magasin de vente.

Le régulateur proposé figure 21.6 réagit uniquement à la pression à l'entrée. Il s'ouvre à pression d'entrée croissante.

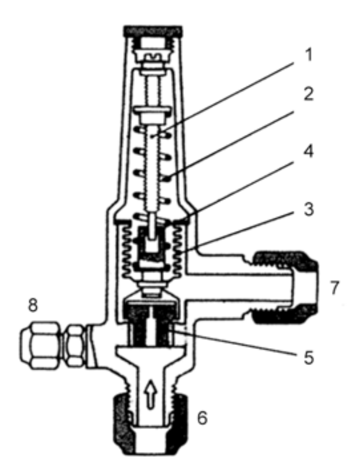


Figure 21.6 – Vue d'un régulateur permettant de garantir une haute pression minimale : il s'agit ici d'une vanne à contrôle de pression amont (doc. Danfoss).

1 : tige de réglage ; **2** : ressort de réglage ; **3** : soufflet ; **4** : système amortisseur ; **5** : clapet ; **6** : raccordement au compresseur ; **7** : raccordement au condenseur ; **8** : prise manométrique permettant les réglages.

Sur la figure 21.7, on propose un montage des régulateurs de pression. Le régulateur CPR garantit une pression en amont minimale, donc une pression au refoulement du compresseur minimale réglable.

Prenons l'hypothèse d'un réglage à 13 bars. Si le régulateur NRD s'ouvre pour une pression différentielle de 1,5 bar, la pression minimale à la surface libre du liquide dans la bouteille de réserve liquide est alors de 11,5 bars : la pression en amont des détendeurs est donc de 11,5 bars (aux pertes de charge près !) (figure 21.8).

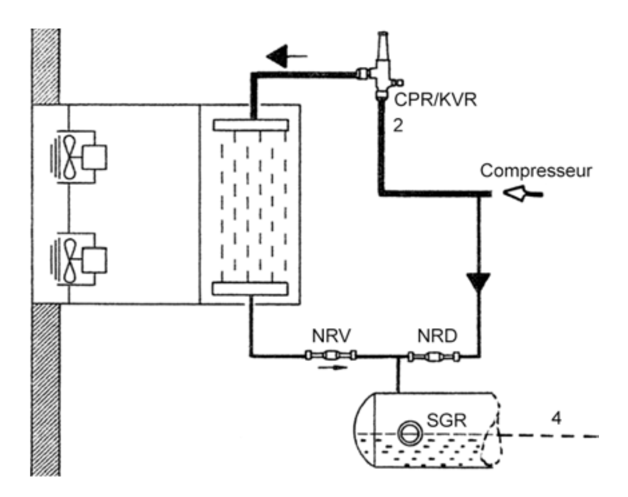


Figure 21.7 – Montage des régulateurs de pression (doc. Danfoss).

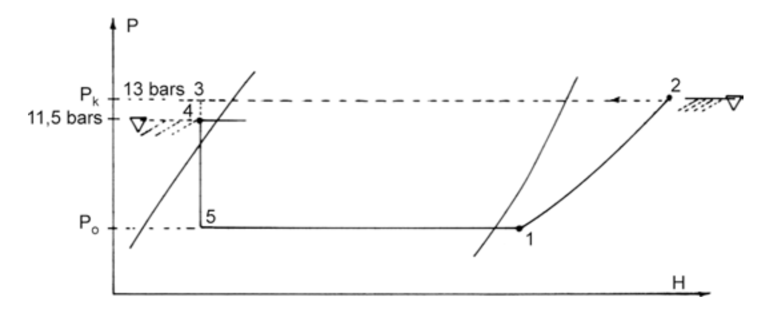


Figure 21.8 – Représentation de la régulation de la haute pression minimale sur un diagramme enthalpique.

La pression au refoulement du compresseur ne peut être inférieure à 13 bars et la pression à la surface libre du liquide dans la bouteille de réserve liquide ne peut être inférieure à 11,5 bars (pour un réglage donné).

22 • ENTREPÔT FRIGORIFIQUE POLYVALENT

Cette installation frigorifique fonctionne à l'ammoniac et permet de développer une puissance de 1 400 kW à – 36 °C.
La centrale frigorifique, qui comporte quatre compresseurs à vis avec suralimentation, est reliée à deux chambres froides équipées chacune de six évaporateurs.
Le réchauffage des sols est assuré par circulation d'eau glycolée. Cette eau glycolée est chauffée par un échangeur faisant office de condenseur.
Les quais sont réfrigérés par un fluide frigoporteur. Le fluide frigoporteur est refroidi par une centrale monobloc extérieure fonctionnant au R 404A.

22.1 Fluides utilisés

22.1.1 Centrale des chambres froides à – 30 °C

Le R 717 a été préféré aux HFC R 404A et R 507 qui sont des fluides à effet de serre, sur les critères thermodynamiques, de fiabilité et de visibilité à moyen terme.
Rappelons que le R 717 est sans effet sur la couche d'ozone de la haute atmosphère (ODP = 0) et sur la contribution à l'effet de serre (GWP = 0).

22.1.2 Centrale permettant la réfrigération des quais

La puissance frigorifique à installer étant relativement faible (environ 200 kW), c'est le R 404A qui a été retenu. Cette centrale refroidit un fluide frigoporteur à – 5 °C.

22.2 Schéma de principe

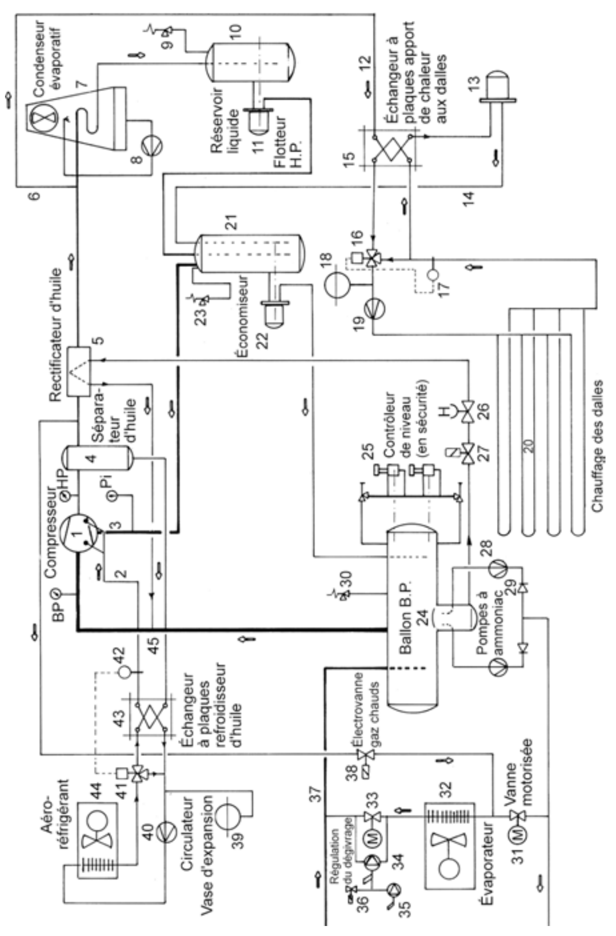


Figure 22.1 – Schéma de principe de l'installation à ammoniac.

22.3 Principe de fonctionnement et description

22.3.1 Compresseurs

La centrale frigorifique comporte quatre compresseurs à vis avec suralimentation. Ces compresseurs permettent un démarrage à vide.
La réduction de puissance est réalisée par un retour des gaz en début de compression vers la basse pression.
Les dispositifs de réduction de puissance utilisent l'huile comme fluide moteur.

22.3.2 Huile

Le fluide frigorigène est refoulé dans un séparateur d'huile qui fait aussi office de réservoir d'huile. Le séparateur d'huile est de type vertical, sa pression d'épreuve est de 36 bars. Cette bouteille de réserve d'huile comporte un dispositif de charge d'huile et un dispositif de purge d'huile. Ce dispositif comporte un robinet à contrepoids.
L'huile est refroidie par un échangeur à plaques et la chaleur est évacuée au niveau d'un aéroréfrigérant.
Le contrôle de la température de l'huile est assuré par une sonde (**42** sur la figure 22.1), le régime de température est + 30/+ 35 °C.
La température minimale de l'huile est contrôlée par un thermostat agissant sur des résistances électriques.

22.3.3 Condenseurs évaporatifs

Cette installation comporte trois condenseurs évaporatifs montés en parallèle. Ils sont largement dimensionnés et permettent de garantir une température maximale de condensation de + 35 °C pour une température humide de + 21 °C.
Chaque condenseur comporte trois ventilateurs.
Le contrôle de la haute pression peut donc être réalisé par enclenchement ou déclenchement en cascade des condenseurs.
Des thermostats commandant des résistances électriques assurent la mise hors gel.
Un contrôleur de niveau verrouille les résistances électriques et la pompe de pulvérisation en cas de manque d'eau.

22.3.4 Bouteille de réserve liquide

La bouteille de réserve liquide est de type vertical. Elle est constituée d'une virole en acier avec fonds bombés.
Cette bouteille de réserve liquide est équipée d'un flotteur haute pression (**11** sur la figure 22.1) ; ce flotteur haute pression crée une détente HP/MP et alimente la bouteille moyenne pression en fluide frigorigène liquide.
Sa pression de service est de 16 bars et sa pression d'épreuve de 36 bars ; elle est équipée d'une soupape de sûreté.

22.3.5 Économiseur à injection totale (21)

Les vapeurs sont reprises au niveau de la suralimentation.
Cette bouteille verticale est réalisée en tôle d'acier à fonds bombés.
Un purgeur **22** alimente la bouteille basse pression et crée la détente MP/BP.

22.3.6 Bouteille basse pression

La bouteille basse pression est horizontale et de section cylindrique.
Elle comporte un tube de givrage sur lequel se trouvent deux contrôleurs de niveau **25**.
Un pot de décantation permet l'accumulation de l'huile. Ce mélange est distillé au niveau d'un rectificateur **5**.

■ Remarque sur le rectificateur d'huile

Sur le schéma de principe proposé ici, la chaleur nécessaire à la distillation du mélange est prélevée sur les gaz chauds en aval du séparateur d'huile.
Dans la pratique, il est plus commun de prélever la chaleur sur le fluide liquide haute pression pour réaliser la séparation de l'ammoniac et de l'huile (figure 22.2).

22.3.7 Pompes à fluide frigorigène

Elles sont au nombre de deux, dont une en secours. Chaque pompe comporte une vanne de décharge permettant d'éviter les surpressions.
Il est prévu une sécurité anti-cavitation.
Le débit des pompes est calculé pour un taux de recirculation de 4.

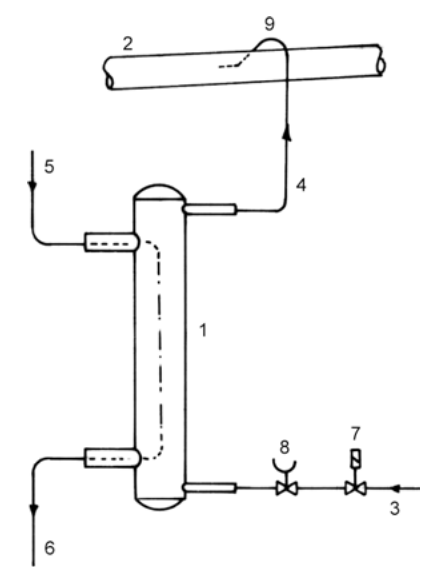


Figure 22.2 – Schéma de raccordement d'un rectificateur utilisant le liquide haute pression comme source de chaleur.

1 : rectificateur ; **2** : tube d'aspiration des compresseurs BP ; **3** : mélange NH_3/huile provenant du décanteur BP ; **4** : huile et ammoniac gazeux ; **5** : fluide frigorigène provenant de la bouteille de réserve liquide ; **6** : fluide frigorigène légèrement sous-refroidi ; **7** : électrovanne ; **8** : régleur manuel ; **9** : piquage sur le tube d'aspiration utilisant le principe de Venturi.

22.3.8 Évaporateurs

Les évaporateurs sont en acier galvanisé.
Le pas est de 12 mm.
Les cuvettes sont équipées d'un serpentin à gaz chauds.
Sur les buses sont disposés des volets dynamiques.
Le dégivrage est réalisé par les gaz chauds, ils sont admis par l'électrovanne **38**.
En dégivrage, les deux vannes motorisées **31** et **33** sont fermées.

B

CAS CONCRETS D'INSTALLATIONS

La vanne principale **34** est une vanne de décharge permettant le retour des condensats dans la bouteille basse pression.
Cette vanne principale est pilotée par la vanne **35** qui garantit une pression amont minimale compatible avec un dégivrage correct.
Cette vanne est à fermeture impérative à partir de l'électrovanne pilote **36**.

22.3.9 Chauffage des dalles

L'apport de chaleur est assuré par un échangeur à plaques qui fait office de condenseur.
Le fluide frigorigène condensé retourne dans la bouteille intermédiaire par la tuyauterie **14**.
Le réseau de tubes est réalisé en polyéthylène réticulé « haute densité ».
Les épingles sont raccordées en boucle de Tickelmann.
La température des sols est contrôlée par des sondes au platine reliées à la GTC.

■ Remarques sur l'échangeur à plaques assurant l'apport de chaleur aux dalles

Cet apport de chaleur aurait pu provenir d'un échangeur de chaleur désurchauffeur monté en amont des condenseurs évaporatifs ; cependant, les puissances élevées mises en jeu ici conduiraient à un coût élevé de l'échangeur désurchauffeur monté en série.
Sur le plan du coût à l'installation, la solution de l'échangeur à plaques retenue ici s'avérait donc préférable.
Par ailleurs, le flotteur haute pression **13** ne réinjectant que du fluide liquide dans l'économiseur, cela n'affecte pas les performances de l'installation.

■ Remarque sur les raccordements des épingles de l'échangeur en boucle de Tickelmann

La figure 22.3 donne un exemple des raccordements des épingles en boucle de Tickelmann. Si les batteries présentent la même perte de charge, le débit du fluide dans ces batteries est homogène et indépendant de leur emplacement. Le choix de la solution Tickelmann présente un surcoût à l'installation, il n'est donc pas systématiquement retenu.

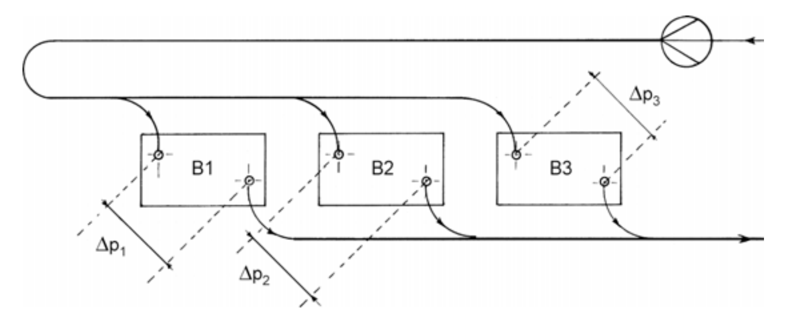


Figure 22.3 – Schéma de principe.

22.4 Cycle frigorifique de principe

Il s'agit ici d'une compression biétagée avec bouteille moyenne pression ; cette installation est dite *à injection totale* (figure 22.4).
Cette technologie permet le meilleur effet frigorifique à l'évaporateur. La recirculation par pompes permet par ailleurs d'augmenter l'efficacité des évaporateurs.

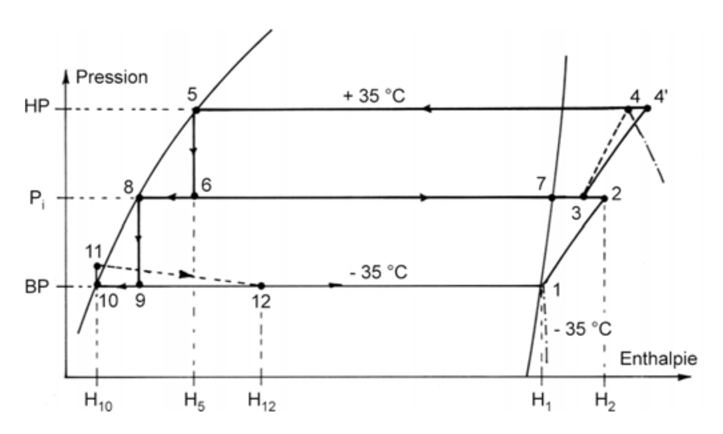


Figure 22.4 – Cycle frigorifique de principe.

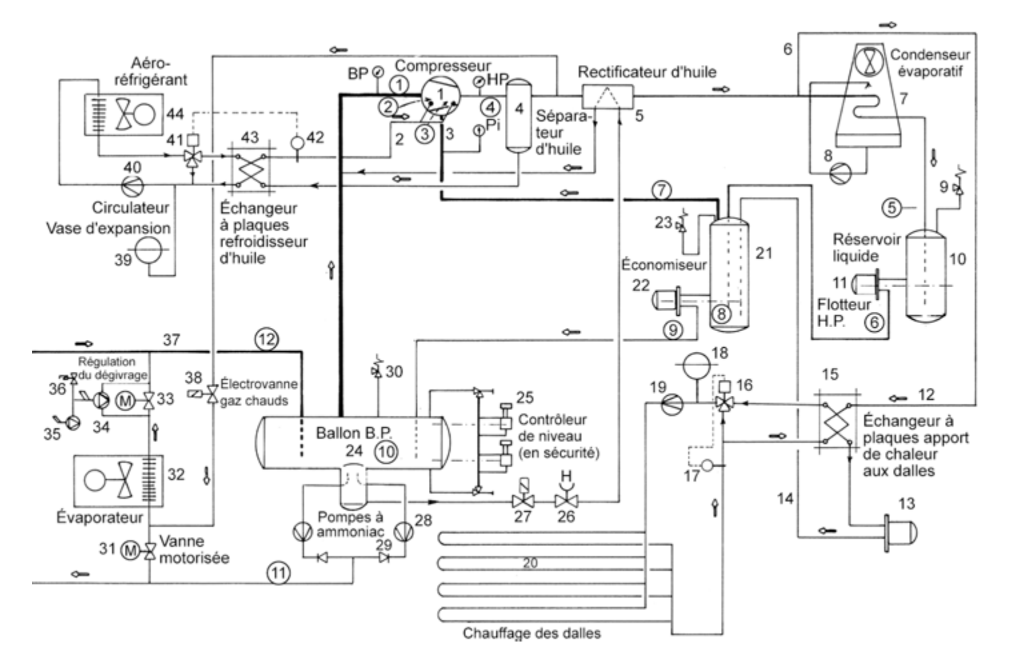


Figure 22.5 – Report des points caractéristiques du cycle sur le schéma de principe général.

Au niveau de la compression, il n'est pas prévu ici de régulation spécifique de la température de fin de compression.

Les condenseurs évaporatifs garantissent une température de condensation maximale de 35 °C.

Au niveau de la suralimentation, il se produit un mélange du fluide précomprimé provenant des évaporateurs **2** avec le fluide issu de la bouteille séparatrice moyenne pression **7**. Le mélange conduit au point **3**.

Par ailleurs, l'huile a un rôle de refroidissement significatif : la compression ne suit donc pas l'isentrope **3-4′** mais la polytrope **3-4**.

La température de fin de compression reste donc dans des limites acceptables.

■ Remarques sur les installations comportant des pompes à fluide frigorigène

Les bouteilles basse pression nécessaires à ce type d'installation conduisent à des charges importantes de fluide frigorigène.

La recherche actuelle d'un confinement maximal du fluide frigorigène fait que ce choix technologique est de moins en moins envisagé pour les installations neuves.

La tendance actuelle est à l'utilisation d'un fluide frigoporteur, qui permet des installations frigorifiques compactes et à faible charge.

22.5 Réfrigération des quais

Un groupe de refroidissement de liquide monobloc extérieur permet la réfrigération des quais (figures 22.6 et 22.7). Le groupe comporte deux compresseurs à vis fonctionnant au R 404A. Un échangeur multitubulaire horizontal à alimentation « sèche » garantit un régime d'eau glycolée de (– 5 °C ; 0 °C). Les frigorifères sont à dégivrage électrique.

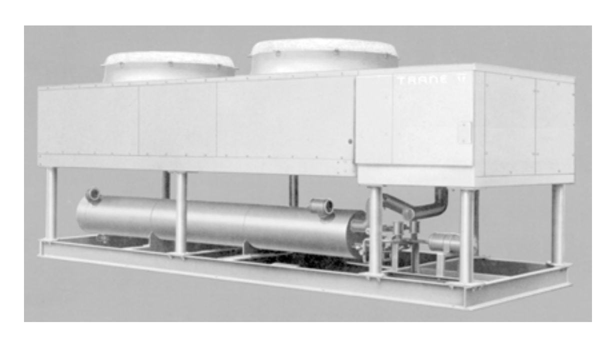


Figure 22.6 – Vue d'une centrale de refroidissement de liquide à condensation par air (doc. Trane).

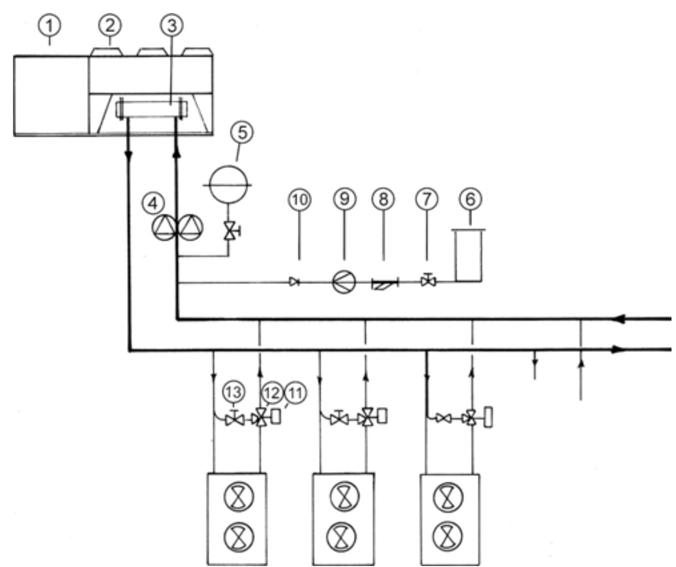


Figure 22.7 – Schéma de principe du réseau eau glycolée.

1 : groupe frigorifique ; **2** : condenseur à air ; **3** : évaporateur multitubulaire ; **4** : circulateur ; **5** : vase d'expansion ; **6** : bac permettant l'introduction de l'eau glycolée et des produits de traitement de l'eau ; **7** : vanne à main ; **8** : filtre ; **9** : pompe d'injection ; **10** : clapet anti-retour ; **11** : servomoteur ; **12** : vanne 3 voies ; **13** : vanne d'équilibrage.

23 • ABATTOIR À VOLAILLES

Nous considérons une installation biétagée fonctionnant à l'ammoniac.
Les deux compresseurs haute pression sont de type volumétrique à pistons.
Le compresseur basse pression est de type à vis.
La condensation s'effectue par des condenseurs à air.
Les laboratoires de préparation des volailles sont maintenus à une température qui offre un compromis entre la bonne conservation des volailles et le confort du personnel : cette température est comprise entre 8 et 14 °C.
Cet abattoir comporte deux tunnels de congélation et deux chambres de stockage des volailles congelées.
La partie basse pression est à recirculation par pompes à fluide frigorigène.
La température d'ébullition des postes négatifs est de – 35 °C.
Cette installation comporte un générateur de glace en écaille. Cette glace en écaille sert principalement à sous-refroidir les volailles avant leur introduction dans les tunnels de congélation.
Les besoins en froid étant très variables, la technologie et la régulation utilisées doivent permettre une adaptation facile de la puissance frigorifique aux besoins.
Ce type d'installation étant très énergivore, la régulation de la haute pression doit être particulièrement efficace.

23.1 Schéma de principe

La figure 23.1 donne le schéma de principe de l'installation.
Voici un résumé succinct des choix technologiques.
Les compresseurs haute pression C2 à pistons refoulent le fluide frigorigène dans un échangeur fluide frigorigène/eau Cd1. Le fluide frigorigène y est désurchauffé, ce qui permet la production d'eau chaude sanitaire nécessaire à cet abattoir : déplumage des volailles, lavage des sols…

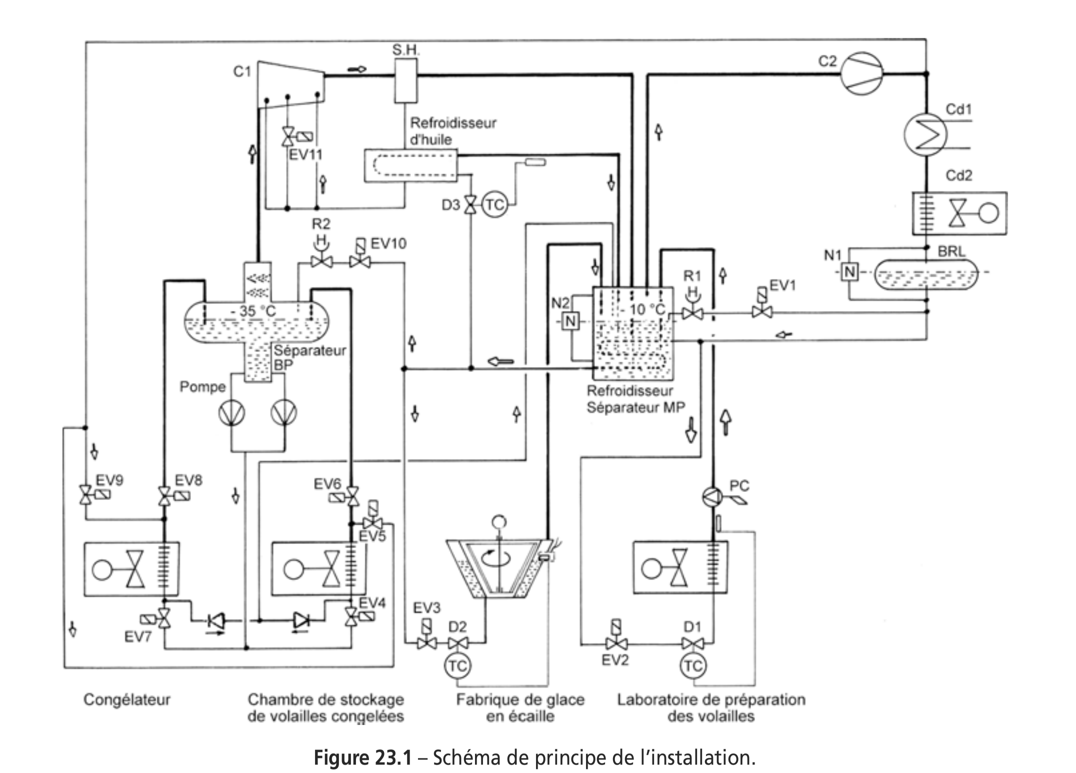


Figure 23.1 – Schéma de principe de l'installation.

Le fluide frigorigène désurchauffé est ensuite liquéfié au niveau de condenseurs à air Cd2.
La régulation doit permettre un fonctionnement optimal en toute saison et une consommation d'énergie aussi faible que possible.
Le fluide frigorigène liquéfié est ensuite stocké dans une bouteille de réserve liquide. Étant donné les besoins en froid très hétérogènes, principalement au niveau des congélateurs, la plus grande partie du fluide frigorigène liquide doit être disponible dans la bouteille basse pression. À cette fin, il convient de contrôler un niveau de liquide maximal dans la bouteille de réserve liquide.
La bouteille intermédiaire a un rôle de bouteille séparatrice moyenne pression et un rôle de sous-refroidisseur du fluide frigorigène liquide haute pression.
Cette bouteille intermédiaire doit comporter un contrôleur de niveau N2. Ce contrôleur agit sur l'électrovanne EV1, le régleur manuel R1 assure la détente et un débit correct de fluide frigorigène.
Les évaporateurs des chambres froides et des tunnels de congélation sont à alimentation noyée. Ils sont alimentés par des pompes à fluide frigorigène.
Ces différents évaporateurs sont à dégivrage par les gaz chauds. Le fluide frigorigène condensé est réinjecté dans la bouteille moyenne pression.
La fabrique de glace écaille comporte un évaporateur à alimentation noyée. Cette alimentation se fait en fluide frigorigène haute pression sous-refroidi par la bouteille moyenne pression.
L'huile nécessaire au compresseur à vis est refroidie dans un échangeur à détente directe. L'alimentation en fluide frigorigène est assurée par un détendeur thermostatique classique.
Les évaporateurs des laboratoires de préparation des volailles sont à alimentation sèche ; le fluide frigorigène vapeur est admis dans la bouteille moyenne pression.
Le résumé que nous proposons correspond à une partie du cahier des charges. Il est évident qu'il est possible de proposer plusieurs choix technologiques ; nous nous baserons ici principalement sur la gamme froid industriel Danfoss.
L'installation étudiée ici est donc de type biétagé à injection partielle avec sous-refroidissement.

23.2 Régulation des compresseurs haute pression

Les compresseurs HP sont à 10 cylindres. Chaque compresseur peut fonctionner avec 4, 6, 8 et 10 cylindres.

La puissance frigorifique totale peut donc avoir les valeurs suivantes : 20 %, 30 %, 40 %, 50 %, 70 %, 80 %, 90 % et 100 % (figure 23.2).
La mise hors-service des cylindres s'effectue à partir du blocage des clapets annulaires basse pression en position ouverte.
Le fluide moteur de commande des dispositifs est l'huile sous pression. L'huile est admise ou non aux servopistons des dispositifs à partir de petites électrovannes.
Les démarrages des compresseurs se font donc à puissance réduite, les dispositifs de réduction de puissance étant commandés par la pression d'huile.

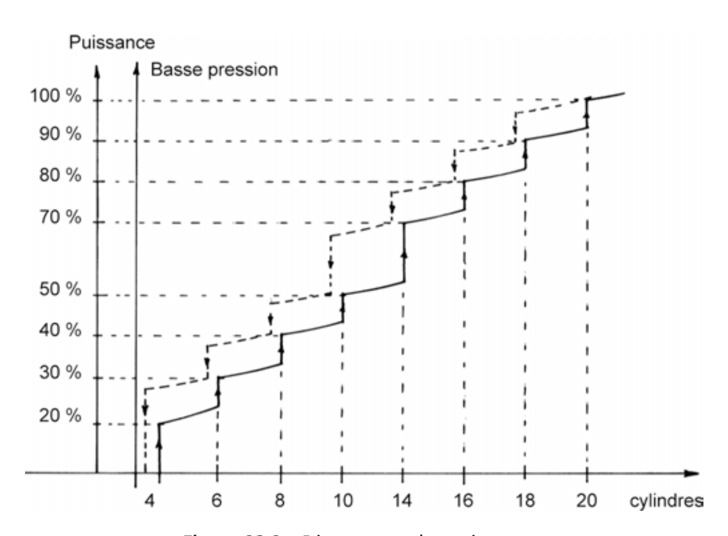


Figure 23.2 – Diagramme des puissances.

En trait plein, enclenchement des cylindres en fonction de l'augmentation de la basse pression. En trait pointillé, déclenchement des cylindres en fonction de la baisse de la basse pression.

La boucle proposée figure 23.3 est régulée par une sonde basse pression : cette sonde est généralement de type actif, elle produit un signal variant de 0 à 10 V continu ou un courant de 4 à 20 mA.

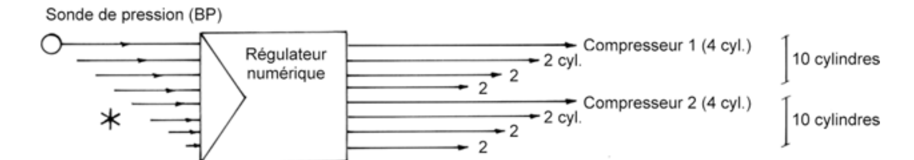


Figure 23.3 – Schéma de principe de la boucle de régulation des compresseurs à pistons.

* Différentes entrées numériques ou analogiques (verrouillage, asservissement, température, pression…).

Ce mode de régulation, encore utilisé en installation existante, est maintenant généralement remplacé par une régulation flottante ou régulation trois points. Des régulateurs numériques sont spécialement conçus pour cette application. Le régulateur Danfoss EKC 331 représenté figure 23.4 comporte quatre sorties de relais.



Figure 23.4 – Régulateur numérique permettant la régulation de capacité (doc. Danfoss).

Le signal d'entrée du régulateur peut être 4-20 mA, 0-5 V, 0-10 V ou 5-10 V. Ce régulateur comporte une sortie d'alarme, une entrée logique, et peut recevoir un module de transmission de données. Il peut gérer la capacité des compresseurs ou des condenseurs.

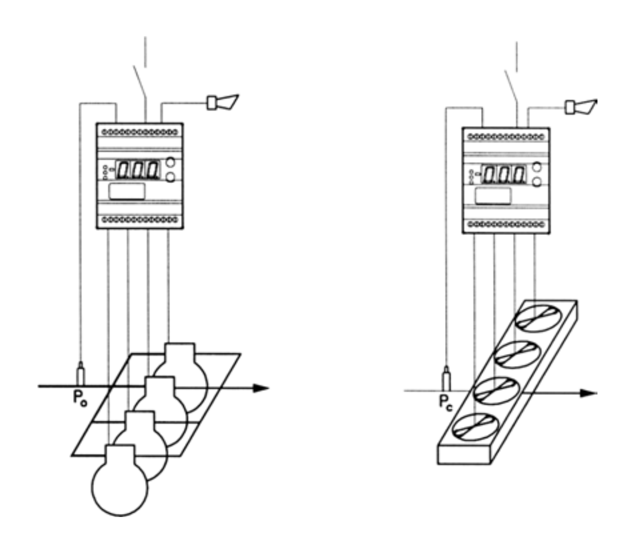


Figure 23.5 – Exemples d'applications du régulateur de la figure 23.4 (doc. Danfoss).

La figure 23.6 décrit le principe de fonctionnement de ce régulateur. La capacité enclenchée (cap) est contrôlée par des signaux émis par le transmetteur de pression, raccordé en fonction de la référence réglée. Dans une zone neutre qui encadre la référence, la capacité ne change pas. Dans la zone voisine de la zone neutre (hachurée, zone + et zone –), il y a enclenchement ou déclenchement de capacité si la régulation enregistre une variation de la pression s'éloignant de la zone neutre. Les commutations ont lieu avec la temporisation réglée.

Par contre, si la pression se rapproche de la zone neutre, le régulateur ne modifie pas la capacité enclenchée.

Identiques et fixes, les grandeurs des zones + et – sont définies à 0,7 fois la valeur réglée pour la zone neutre.

Si la régulation sort de la zone hachurée (zone + et zone –), l'enclenchement ou le déclenchement de capacité se fait plus rapidement que dans la zone hachurée. Les temporisations réglées sont ici réduites d'un facteur 0,3.

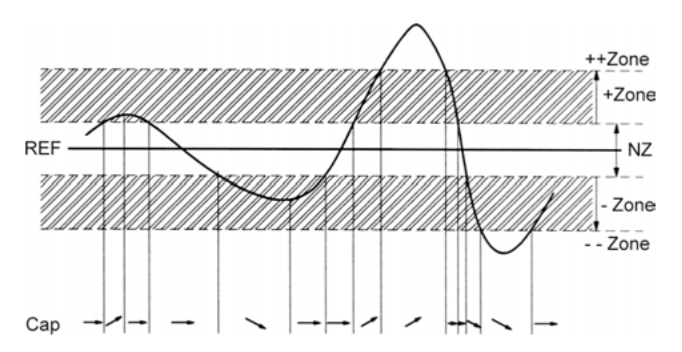


Figure 23.6 – Principe de fonctionnement (doc. Danfoss).

23.3 Huile des compresseurs haute pression

La lubrification s'effectue à partir de pompes à huile à engrenages ; la pression d'huile est supérieure de 3 bars à la basse pression.

Des pressostats différentiels d'huile assurent l'arrêt des machines en cas de défaut de pression d'huile.

La figure 23.7 donne le schéma de principe du système de retour d'huile. Les régulateurs de niveau permettent de garantir un niveau d'huile dans chaque compresseur indépendamment des conditions de marche.

Le clapet taré, qui est en fait un clapet différentiel, crée une chute de pression dans le réservoir d'huile : la faible pression qui en résulte permet un dégazage efficace de l'huile. Cette pression différentielle est généralement de 1,5 bar.

La figure 23.8 propose un exemple de compresseur industriel couramment utilisé pour ce type d'installation. Les compresseurs fonctionnant à l'ammoniac sont de type ouvert en raison de l'incompatibilité entre l'ammoniac et le cuivre.

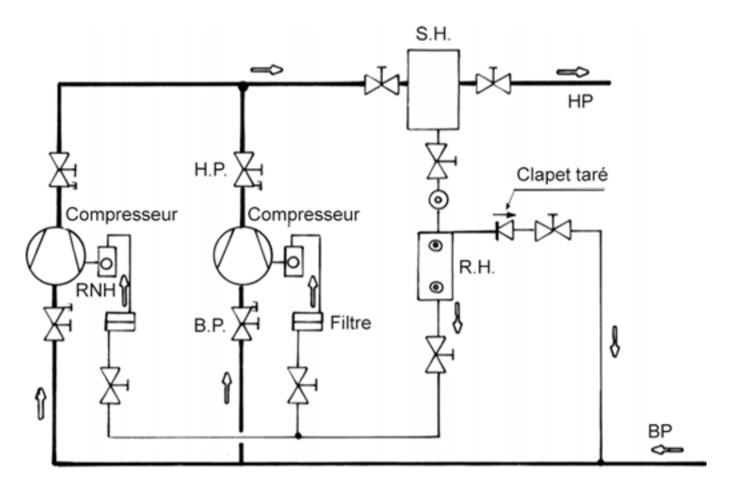


Figure 23.7 – Schéma de principe du système de retour d'huile.
SH : séparateur d'huile ; **RH** : réserve d'huile ; **RNH** : régulateur de niveau d'huile.

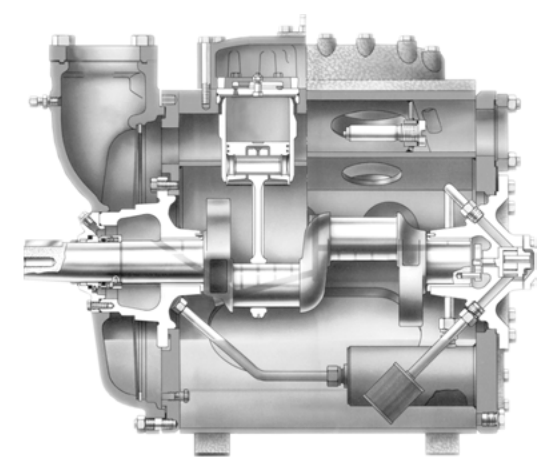


Figure 23.8 – Vue interne d'un compresseur industriel couramment utilisé pour ce type d'installation (doc. Grasso).

23.4 Étude des condenseurs et des spécificités de la condensation

La condensation s'effectue à partir de condenseurs à air. Ces condenseurs sont enclenchés et déclenchés en cascade en fonction de la variation de la haute pression. Un condenseur à air est mis hors-service à partir de l'arrêt de la ventilation et de la mise hors tension de l'électrovanne correspondante.

La chaleur de désurchauffe de l'ammoniac est récupérée au niveau d'un échangeur multitubulaire disposé en amont des condenseurs à air ; l'eau chaude ainsi produite est disponible pour le déplumage, le lavage des sols, etc.

En hiver, lors de basses températures extérieures, on peut avoir une demande de réfrigération alors que les condenseurs à air sont à l'arrêt. Dans cette hypothèse, une vanne principale pilotée permet de garantir une pression minimale dans la bouteille de réserve liquide. La vanne pilote consiste en un régulateur de pression différentielle : ce régulateur s'ouvre lorsque la différence de pression entre le refoulement des compresseurs et la bouteille de réserve liquide devient trop grande. Le fluide frigorigène va alors directement de l'échangeur désurchauffeur à la bouteille accumulatrice de liquide.

Le flotteur haute pression (**12** sur la figure 23.9) s'ouvre lorsque le niveau de liquide dans la bouteille de réserve liquide s'élève ; le signal pilote disponible permet l'ouverture de la vanne principale faisant office de détendeur pour le séparateur basse pression. La quantité de liquide stockée dans la bouteille accumulatrice reste donc faible, garantissant ainsi une réserve de liquide importante dans le séparateur basse pression.

Étudions le fonctionnement du régulateur de pression différentielle (figure 23.10). L'entrée du corps de la vanne **14** est raccordée à la conduite haute pression en aval du désurchauffeur. La conduite pilote **13** est raccordée à la bouteille de réserve liquide.

Supposons un réglage pour une ouverture à une pression différentielle de 3 bars. Lorsque la différence de pression entre la bouteille de réserve liquide et la conduite en aval du désurchauffeur dépasse 3 bars, le régulateur de pression différentielle s'ouvre : la membrane **8** est alors repoussée vers le haut.

La haute pression ainsi disponible en **15** est transmise à la surface du servopiston (**24** sur la figure 23.11) *via* l'orifice **Pp**. La haute pression s'exerce alors à la surface libre du liquide dans la bouteille de réserve liquide.

L'orifice **Pp** reçoit la pression pilote du régulateur de pression différentielle.

L'orifice $\mathbf{p_1}$ est raccordé à la tuyauterie haute pression en aval du désurchauffeur.

L'orifice $\mathbf{p_4}$ est raccordé à la bouteille de réserve liquide.

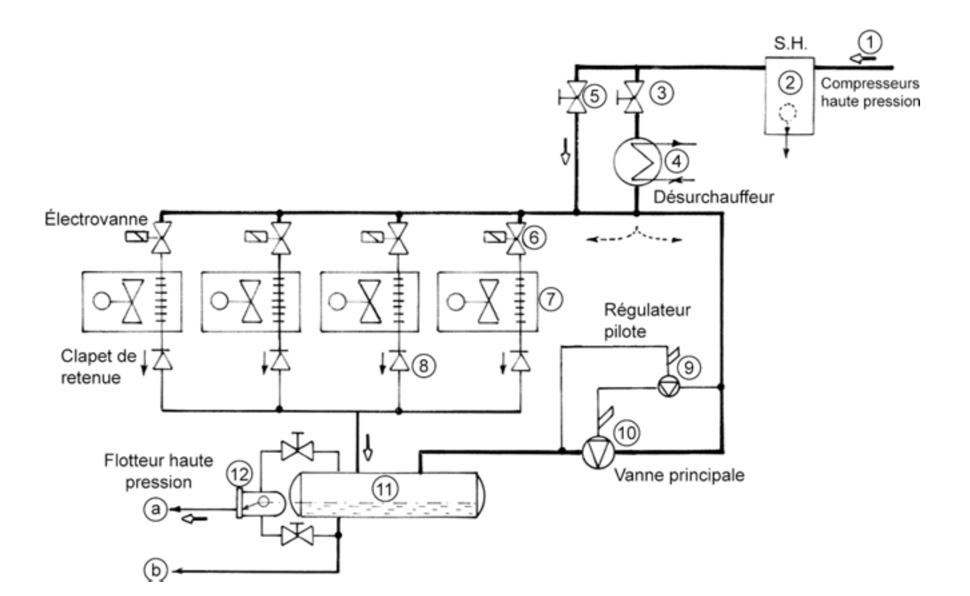


Figure 23.9 – Schéma de principe de l'automatisme et des tuyauteries haute pression.

a : signal pilote permettant la commande de la vanne principale assurant l'alimentation en liquide du séparateur basse pression ; **b** : alimentation directe des évaporateurs des laboratoires et des autres évaporateurs après sous-refroidissement dans le séparateur sous-refroidisseur intermédiaire.

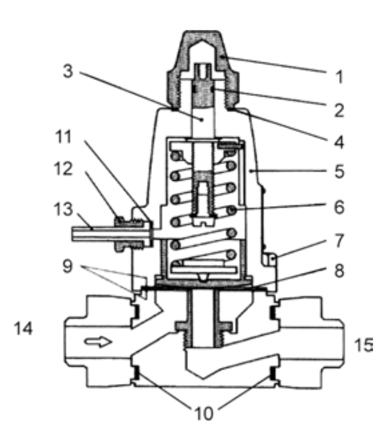


Figure 23.10 – Régulateur de pression différentielle (**9** sur la figure 23.9) (vanne Danfoss CVPP).

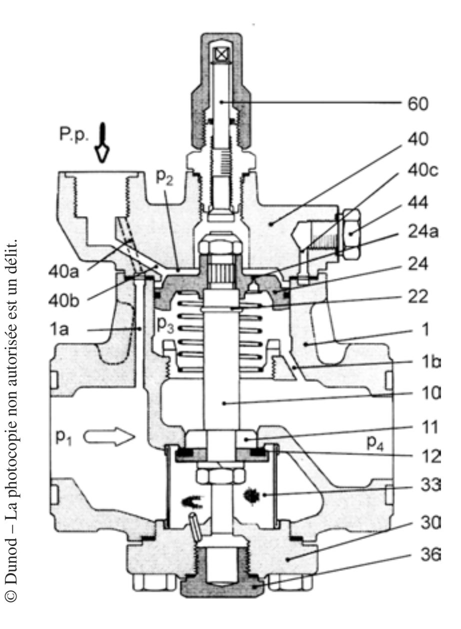


Figure 23.11 – Étude de la vanne principale (doc. Danfoss).

23.5 Bouteille intermédiaire

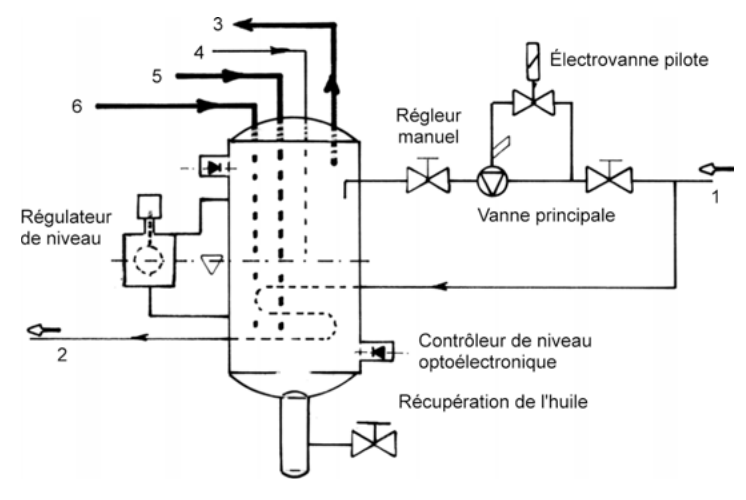


Figure 23.12 – Schéma de principe de la bouteille intermédiaire.

1 : ammoniac liquide provenant de la bouteille de réserve liquide ; **2** : ammoniac liquide sous-refroidi alimentant la bouteille séparatrice basse pression ; **3** : tuyauterie d'aspiration des compresseurs haute pression ; **4** : condensats provenant des évaporateurs en dégivrage ; **5** : ammoniac gazeux provenant du refroidisseur d'huile ; **6** : ammoniac gazeux provenant du compresseur à vis (compresseur basse pression).

La bouteille intermédiaire remplit les rôles suivants :

– sous-refroidissement du liquide provenant de la bouteille de réserve liquide ;
– désurchauffe des vapeurs provenant du compresseur à vis ;
– désurchauffe des vapeurs provenant du refroidisseur d'huile ;
– désurchauffe des vapeurs provenant des évaporateurs des laboratoires ;
– stockage du liquide provenant des évaporateurs en dégivrage ;
– séparation des phases liquide et gazeuse (elle fait donc office de bouteille anti-coup de liquide pour les compresseurs haute pression).

Dans la bouteille intermédiaire (figure 23.12), le niveau de liquide est contrôlé par un régulateur de niveau électronique. Lorsque le niveau baisse, le régulateur

de niveau commande l'électrovanne pilote de la vanne principale (voir chapitre 9, figure 9.5). Cette bouteille est équipée de deux contrôleurs de niveau de type optoélectronique assurant la mise à l'arrêt de l'installation en cas d'anomalie. La technologie décrite a le mérite de la simplicité, mais d'autres choix sont possibles (figure 23.13).

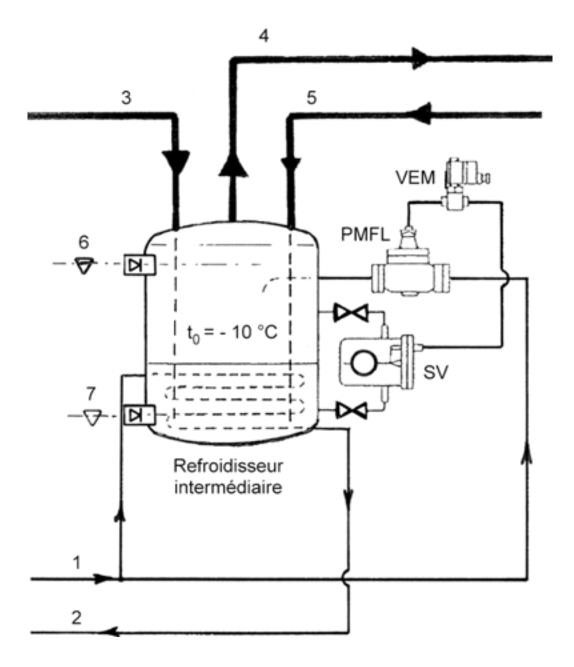


Figure 23.13 – Autre exemple d'installation.

1 : ammoniac liquide à la haute pression ; **2** : ammoniac liquide sous-refroidi ; **3** : conduite de retour de l'ammoniac en phase gazeuse des évaporateurs des laboratoires ; **4** : conduite d'aspiration des compresseurs haute pression ; **5** : conduite de retour de l'ammoniac liquide des évaporateurs basse température en dégivrage ; **6** : contrôleur de niveau maximum ; **7** : contrôleur de niveau minimum ; **PMFL** : vanne principale ; **SV** : flotteur basse pression ; **VEM** : électrovanne pilote.

Sur la figure 23.13, le contrôleur de niveau consiste en un flotteur basse pression. Le corps du flotteur est raccordé au séparateur moyenne pression par les raccords **3** et **4** (figure 23.14). Lors d'une baisse de niveau, la tubulure pilote **5** est à la pression de la bouteille intermédiaire. Lors d'une remontée du niveau, il y a obturation de l'orifice **5**.

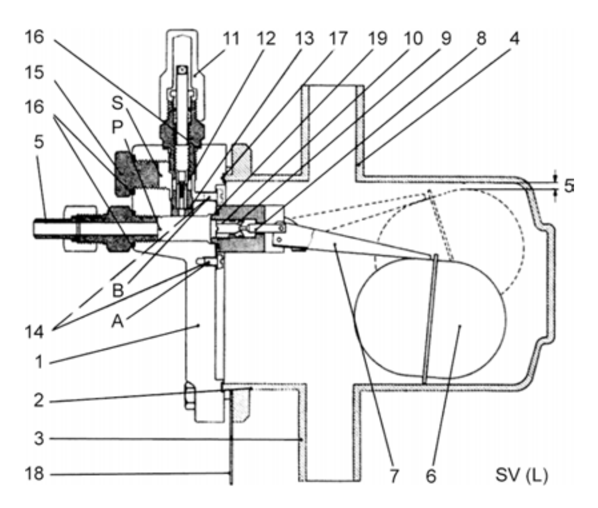


Figure 23.14 – Schéma d'un flotteur basse pression (doc. Danfoss).

Le signal pilote du flotteur est injecté en tête de la vanne principale (PMFL sur la figure 23.13). Lorsque le flotteur basse pression SV s'ouvre lors d'une baisse de niveau, la pression P_s au-dessus du servopiston de la vanne principale décroît ; la pression P_1 (qui est la haute pression) repousse le servopiston vers le haut : la vanne principale s'ouvre (figure 23.16). L'ammoniac liquide est alors admis dans le séparateur.

Lorsque le flotteur basse pression se ferme lors d'une remontée du niveau dans le séparateur, le fluide haute pression remplit la chambre supérieure au servopiston par l'orifice **24a** (figure 23.15) : la vanne principale se ferme. L'admission de liquide frigorigène dans le séparateur moyenne pression cesse.

Lorsque l'électrovanne EVM est mise hors tension, la vanne principale PMFL se ferme.

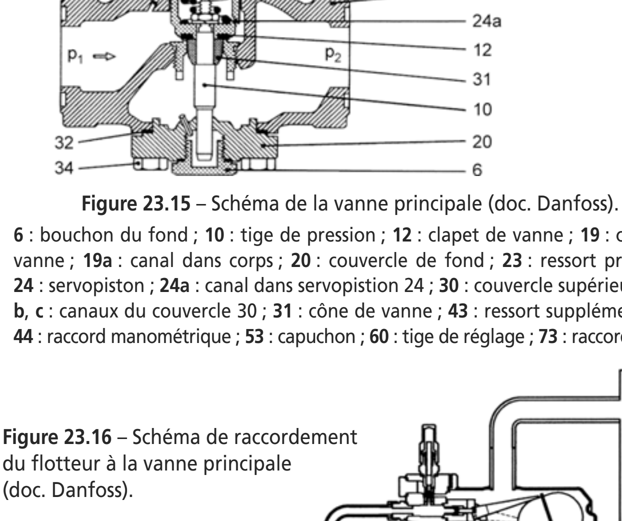


Figure 23.15 – Schéma de la vanne principale (doc. Danfoss).

6 : bouchon du fond ; **10** : tige de pression ; **12** : clapet de vanne ; **19** : corps de vanne ; **19a** : canal dans corps ; **20** : couvercle de fond ; **23** : ressort principal ; **24** : servopiston ; **24a** : canal dans servopistion 24 ; **30** : couvercle supérieur ; **30a**, **b**, **c** : canaux du couvercle 30 ; **31** : cône de vanne ; **43** : ressort supplémentaire ; **44** : raccord manométrique ; **53** : capuchon ; **60** : tige de réglage ; **73** : raccord pilote.

Figure 23.16 – Schéma de raccordement du flotteur à la vanne principale (doc. Danfoss).



Figure 23.17 – Contrôleur de niveau optoélectronique (doc. US Reco).

23.6 Bouteille de réserve liquide

La bouteille de réserve liquide proposée en figure 23.18 est équipée d'un flotteur haute pression (détaillé en figure 23.19). Ce flotteur haute pression transmet ou non une pression pilote à la vanne principale d'admission du fluide frigorigène sous-refroidi au séparateur basse pression.
Ce choix technologique fait que la plus grande partie de la charge est disponible dans le séparateur basse pression.
Les besoins en froid étant très variables, le niveau de liquide dans le séparateur basse pression est appelé à varier très sensiblement.
Sur la figure 23.19, lorsque le niveau de liquide s'élève dans la bouteille de réserve liquide, le flotteur **6** monte, le pointeau **8** s'éloigne du siège, la haute pression pilote est alors disponible dans la tubulure pilote **5**.
Cette bouteille de réserve liquide est équipée d'un dispositif permettant d'éviter les surpressions (figure 23.20). Ce dispositif comporte les éléments suivants :

- une vanne 3 voies ;
- un disque de rupture ;
- une soupape de sécurité ;
- des manomètres.

Le disque de rupture est taré à environ 3 bars au-dessous du réglage d'ouverture de la soupape de sécurité.

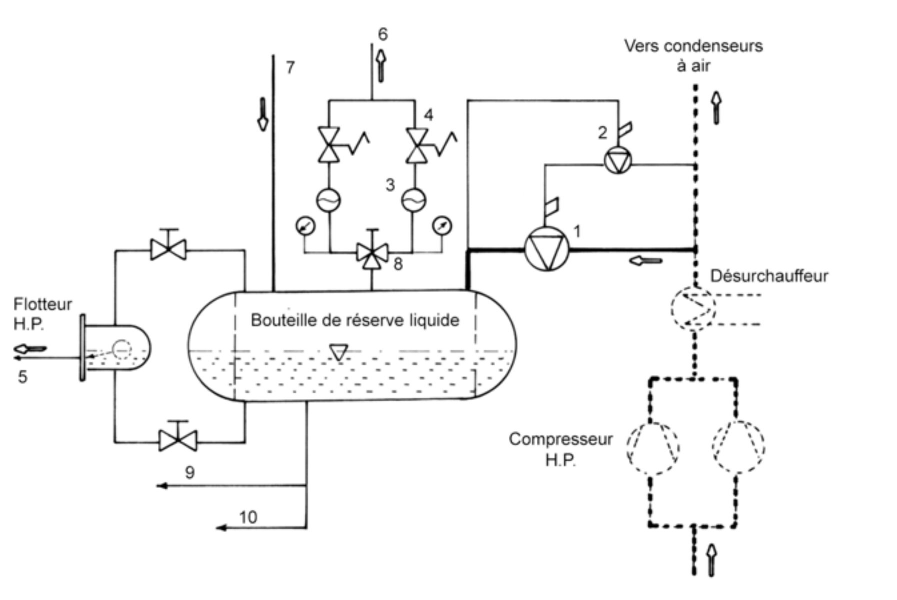


Figure 23.18 – Schéma de la bouteille de réserve liquide et de ses accessoires.

1 : vanne principale ; **2** : régulateur de pression différentielle ; **3** : disque de rupture ; **4** : soupape de sécurité haute pression ; **5** : signal pilote alimentant la vanne principale d'admission du fluide frigorigène au séparateur basse pression ; **6** : évacuation du fluide frigorigène en cas de surpression excessive ; **7** : raccordement des condenseurs à la bouteille de réserve liquide ; **8** : vanne 3 voies ; **9** : alimentation liquide du séparateur basse pression après sous-refroidissement dans la bouteille moyenne pression ; **10** : alimentation des évaporateurs des laboratoires.

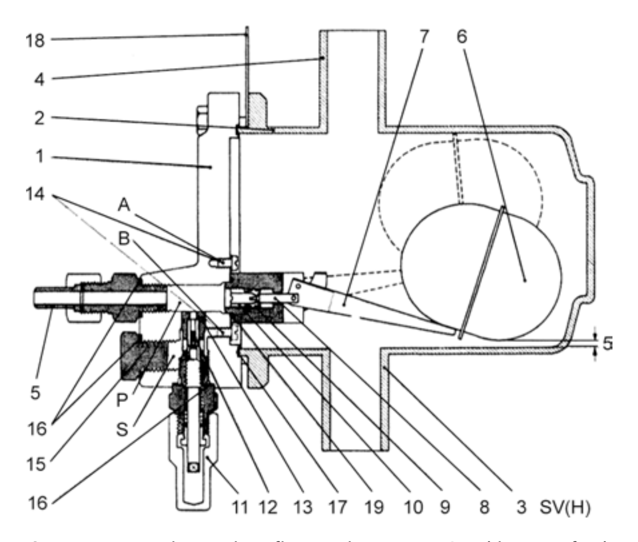


Figure 23.19 – Schéma d'un flotteur haute pression (doc. Danfoss).

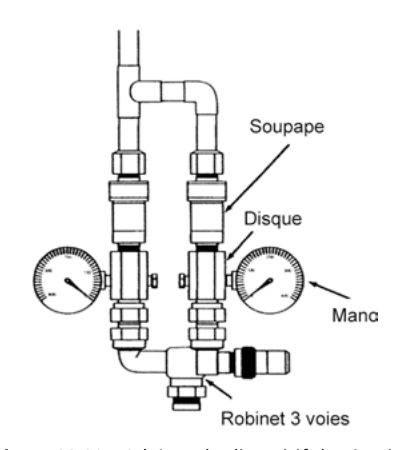


Figure 23.20 – Schéma du dispositif de sécurité.

Les tubulures **3** et **4** sont raccordées à la bouteille de réserve liquide (figures 23.18 et 23.19).
Lorsque le niveau de liquide soulève le flotteur, il y a mise en communication de la tubulure **5** avec la chambre interne du flotteur. La tubulure **5** est raccordée à la vanne principale d'admission du fluide frigorigène au séparateur basse pression (figure 23.21).

23.7 Séparateur basse pression

Le séparateur basse pression permet d'alimenter en noyé les évaporateurs des congélateurs et des chambres froides de stockage des volailles congelées. L'alimentation en liquide s'effectue à partir d'une vanne principale dont le signal pilote provient du flotteur haute pression de la bouteille de réserve liquide (figure 23.18).

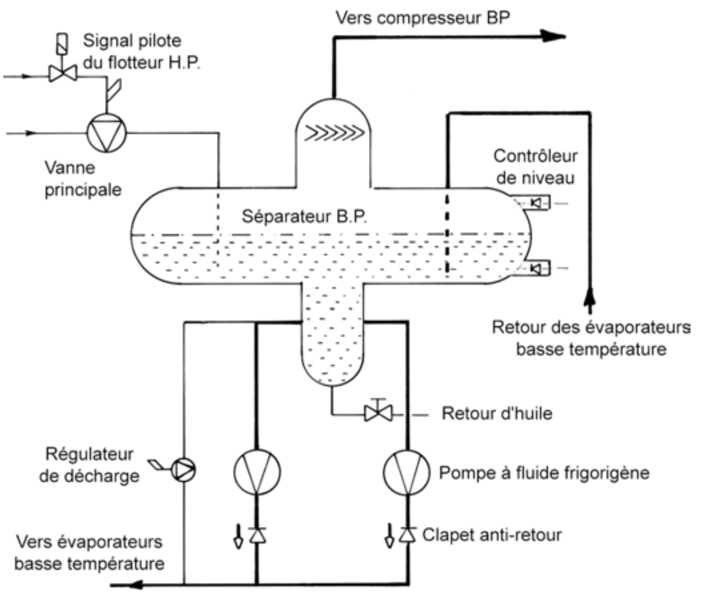


Figure 23.21 – Schéma de principe du séparateur basse pression et de ses accessoires.

B

CAS CONCRETS D'INSTALLATIONS

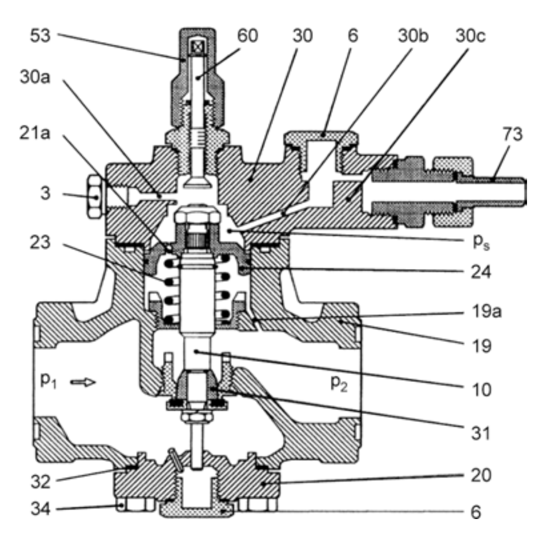


Figure 23.22 – Schéma de la vanne principale assurant l'admission du fluide frigorigène liquide au séparateur basse pression.

Remarque

La section de l'orifice 21a est faible devant la section de l'orifice 19a. À la disparition du signal pilote, la surpression au-dessus du servopiston est évacuée par les orifices 21a et 19a ; le ressort 23 repousse alors l'ensemble mobile vers le haut : la vanne principale se ferme.

La figure 23.23 décrit l'ensemble flotteur haute pression associé à la vanne principale.

Une électrovanne disposée sur la conduite pilote permet d'interrompre l'arrivée du liquide en cas de niveau excessif (contrôleur de sécurité de niveau haut).

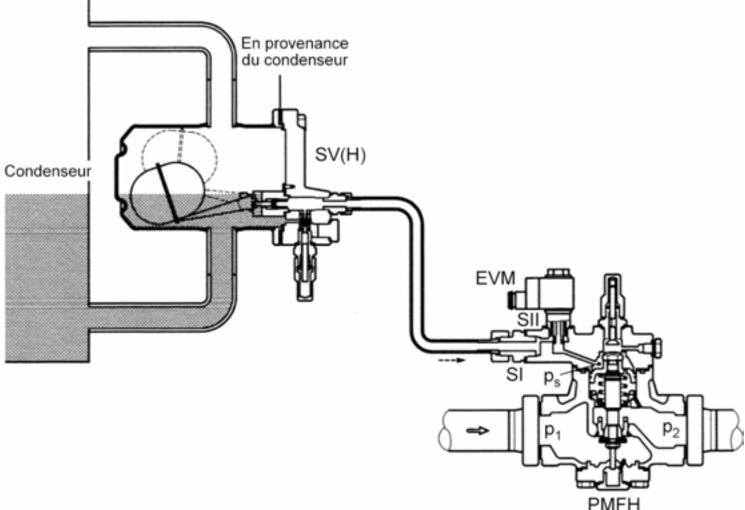


Figure 23.23 – Schéma de l'ensemble flotteur haute pression associé à la vanne principale (doc. Danfoss).

Un contrôleur de sécurité de niveau bas permet la mise à l'arrêt des pompes à fluide frigorigène afin d'éviter la cavitation.
Le débit des pompes doit être adapté aux besoins (figure 23.24 et tableau 23.1).

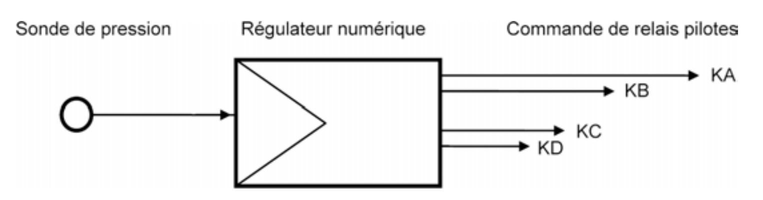


Figure 23.24 – Boucle de régulation se rapportant aux pompes.

Tableau 23.1 – Exemple d'automatisme se rapportant aux pompes à fluide frigorigène.

	Pompe 1 Petite vitesse	Pompe 1 Grande vitesse	Pompe 2 Petite vitesse	Pompe 2 Grande vitesse
Relais pilote KA	1	0	0	0
Relais pilote KB	0	1	0	0
Relais pilote KC	0	1	1	0
Relais pilote KD	0	1	0	1

La HMT maximale correspond à l'enclenchement du relais pilote KA.
La HMT minimale correspond à l'enclenchement du relais pilote KD.
Un régulateur de décharge bipasse les pompes en cas de pression excessive.

23.8 Évaporateurs basse température

En réfrigération, l'ammoniac liquide issu des pompes à fluide frigorigène traverse les évaporateurs, où environ un quart de la masse s'évapore. Le mélange est réinjecté dans la bouteille séparatrice basse pression.
En dégivrage, les gaz chauds sont injectés à l'entrée de l'évaporateur : l'ammoniac liquéfié consécutivement au dégivrage est injecté dans la bouteille intermédiaire.
Afin de garantir une température suffisante au dégivrage, on installe sur le retour des condensats une vanne principale pilotée par un régulateur ; celui-ci est réglé pour garantir une pression de 6 bars absolus dans les évaporateurs en dégivrage, ce qui correspond à + 10 °C.
Pour les évaporateurs des congélateurs, afin d'assurer un temps de dégivrage minimal, une aspersion d'eau peut être effectuée. Cette aspersion d'eau est interrompue automatiquement avant la fin du dégivrage afin de permettre aux gaz chauds de sécher complètement l'évaporateur avant la remise en froid.
L'automatisme concernant les évaporateurs des chambres froides est analogue à celui décrit ci-dessus, le dégivrage s'effectuant alors uniquement à partir des gaz chauds.

Lorsque les évaporateurs sont dégivrés, la température des gaz chauds croît ; un thermostat d'élément de fin de dégivrage agit sur un relais pilote permettant en particulier la mise hors tension de la vanne d'admission des gaz chauds EV3 (figure 23.25).

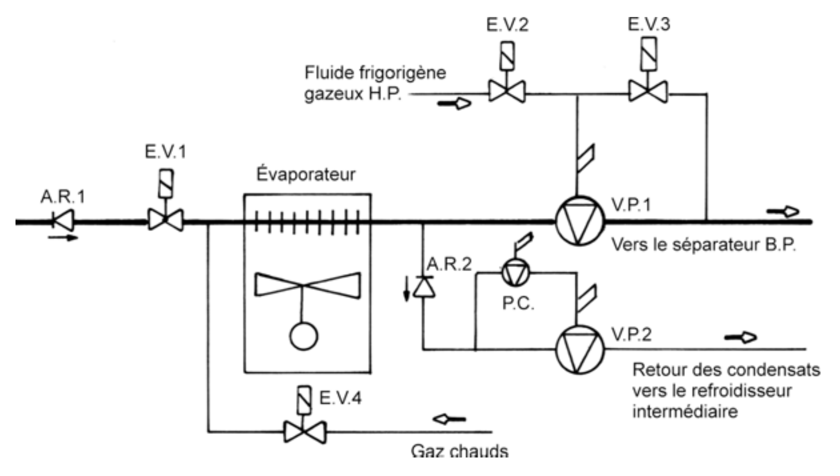


Figure 23.25 – Schéma de principe.

Tableau 23.2 – Tableau résumant l'automatisme des évaporateurs basse température.

	EV1	EV2	EV3	EV4	Ventilateurs	EV à eau (congélateurs)
Marche froid	1	1	0	0	1	0
Marche en dégivrage	0	0	1	1	0	1

EV2 est une électrovanne pilote d'ouverture forcée de la vanne principale.
EV3 est une électrovanne de fermeture forcée de la vanne principale.
La figure 23.26 donne le principe de fonctionnement de la vanne principale (VP1 sur la figure 23.25). Lorsque l'électrovanne **90a** (EV2 sur la figure 23.25) est sous tension, les gaz chauds disponibles à la conduite pilote **74** poussent le servopiston **24** vers le bas : il y a ouverture de la vanne principale. Cette configuration correspond à la production du froid.

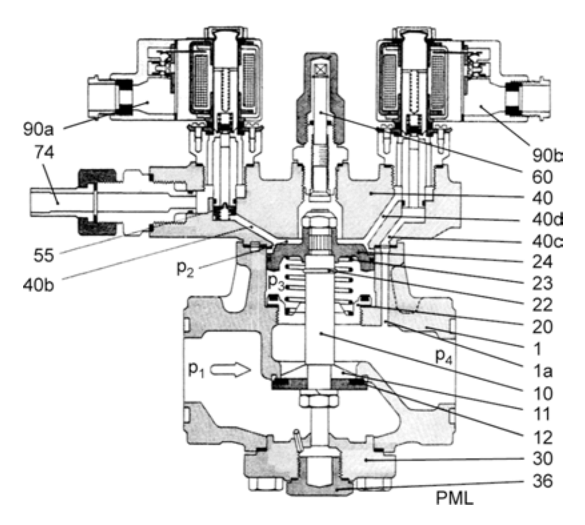


Figure 23.26 – Principe de fonctionnement de la vanne principale (doc. Danfoss).

Lorsque l'électrovanne **90a** est mise hors tension et que l'électrovanne **90b** (EV3 sur la figure 23.25) est mise sous tension, les gaz chauds sont évacués par l'orifice **1a**, le ressort de rappel **23** repousse le servopiston **24** vers le haut, ce qui entraîne la fermeture de la vanne principale. Cette configuration correspond au dégivrage.

23.9 Équipement frigorifique des laboratoires

La température minimale d'ébullition est de 5 °C.
Une vanne principale pilotée par un régulateur pilote à pression constante garantit cette température minimale (figure 23.27).

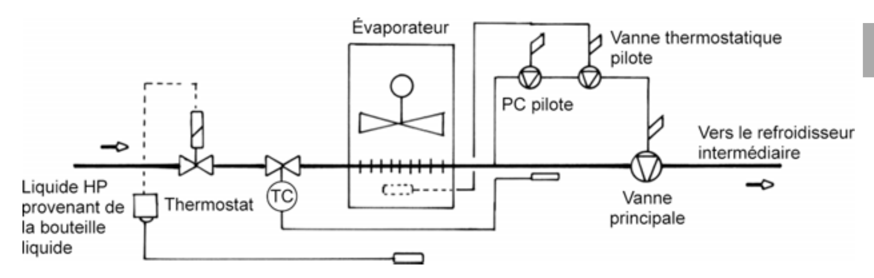


Figure 23.27 – Schéma de principe.

L'évaporateur est à alimentation sèche, le fluide frigorigène gazeux est injecté dans la bouteille intermédiaire où il est désurchauffé.
L'adaptation de la puissance frigorifique aux besoins est réalisée par un régulateur thermostatique pilote.
La régulation s'effectue par un thermostat d'ambiance agissant sur l'électrovanne montée sur la conduite liquide.

23.10 Fabrique de glace écaille

Description du fonctionnement (figure 23.28) : la glace est produite à l'intérieur d'un cylindre statique **1**, isolé extérieurement. Une pompe **2** amène l'eau depuis le socle **3** jusqu'à la cuvette de distribution **4**. L'eau s'écoule en continu sur la paroi intérieure réfrigérée **5** où elle est congelée. Le fluide frigorigène, en s'évaporant à l'intérieur de la double paroi **6**, congèle l'eau. Une fraise hélicoïdale **7** entraînée par un motoréducteur **8** balaie la surface et, tout en tournant sur elle-même, décolle la glace par simple pression. Sur cette zone de décollage, il n'y a pas de ruissellement d'eau : ainsi la glace qui tombe dans le stockage est parfaitement sèche.



Figure 23.28 – Vue écorchée d'une fabrique de glace écaille (doc. Geneglace).

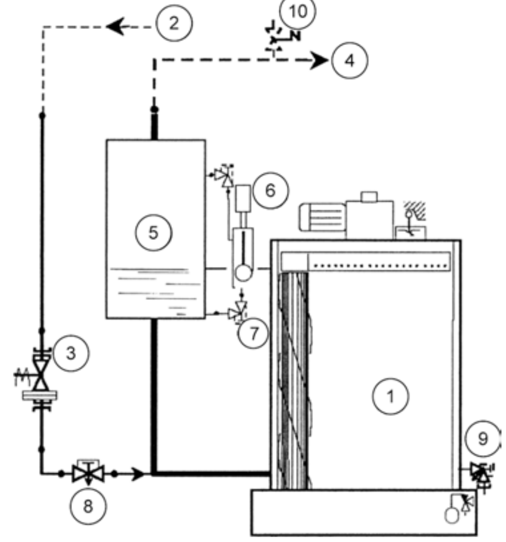


Figure 23.29 – Schéma de principe du générateur de glace écaille (doc. Geneglace).

1 : générateur de glace écaille ; **2** : alimentation en fluide frigorigène liquide sous-refroidi par le refroidisseur séparateur MP ; **3** : filtre liquide et électrovanne ; 4 : ammoniac en phase vapeur vers le séparateur MP ; **5** : bouteille permettant l'alimentation « noyée » de l'évaporateur ; **6** : contrôleur de niveau agissant sur l'électrovanne (3) ; **7** : vanne à main d'isolement ; **8** : régleur manuel permettant l'alimentation en fluide frigorigène liquide ; **9** : purge d'huile ; **10** : soupape de sécurité.

La figure 23.29 propose le schéma de principe du générateur de glace écaille.

Remarque

Sur le schéma général (figure 23.1), la fabrique de glace écaille représentée correspond à un fabricant différent : l'alimentation en fluide frigorigène y est assurée par un détendeur contrôleur de niveau dont le schéma est donné en figure 23.30.

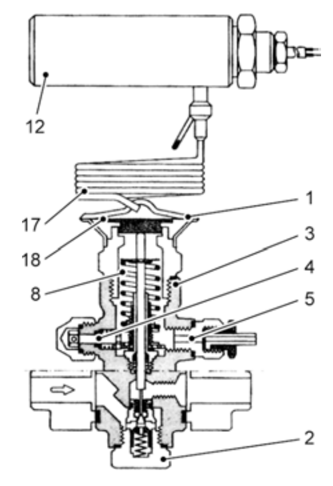


Figure 23.30 – Schéma du détendeur (doc. Danfoss).

Le détendeur représenté en figure 23.30 est utilisé pour la commande de l'injection de liquide dans les évaporateurs à alimentation noyée.

Le bulbe de ce détendeur est associé à une petite chaufferette électrique ; lorsque le niveau de fluide frigorigène est suffisant, la chaleur de la chaufferette est absorbée par le liquide ; le bulbe est alors à une basse température, la pression dans la chambre **18** est donc faible : le détendeur se ferme.

Ce détendeur fait office de contrôleur de niveau, son fonctionnement est pratiquement tout-ou-rien.

Lorsque l'ensemble **12** est en contact avec le fluide frigorigène vapeur, le transfert de chaleur est fortement réduit ; il en découle une température élevée du bulbe : le détendeur s'ouvre.

23.11 Principaux éléments de sécurité

Le tableau 23.3 résume les rôles et les réglages des principaux éléments de sécurité de l'abattoir à volailles étudié ici.

Tableau 23.3 – Principaux éléments de sécurité de l'abattoir.

Nature de la sécurité	Rôle	Réglage
Pressostat HP à réarmement manuel	Arrêter l'installation en cas de pression excessive au refoulement des compresseurs HP	18 bars
Pressostat MP à réarmement manuel	Arrêter l'installation en cas de pression excessive au refoulement du compresseur BP	6 bars
Pressostat BP (sur les compresseurs HP)	Arrêter les compresseurs HP en cas de pression insuffisante à l'aspiration	0,5 bar
Pressostat BP (sur le compresseur BP)	Arrêter le compresseur BP en cas de basse pression insuffisante	– 0,5 bar
Pressostat différentiel d'huile à réarmement manuel	Arrêter les compresseurs HP en cas de différence de pression trop faible entre la pression de l'huile et la basse pression	Δ 1 bar
Pressostat différentiel sur les pompes à fluide frigorigène	Arrêter les pompes en cas de risque de cavitation	Δ 0,5 bar
Thermostat d'huile (sur les compresseurs HP)	Interdire le démarrage des compresseurs en cas de température d'huile insuffisante	20 °C
Thermostat d'huile sur le compresseur BP (valeur minimale)	Interdire le démarrage du compresseur en cas de température insuffisante	20 °C

Tableau 23.3 – Principaux éléments de sécurité de l'abattoir. (*Suite*)

Nature de la sécurité	Rôle	Réglage
Thermostat d'huile sur le compresseur BP (valeur maximale)	Arrêter le compresseur en cas de température d'huile excessive	80 °C
Thermostat de refoulement des compresseurs HP	Arrêter les compresseurs HP en cas de température excessive au refoulement	120 °C
Thermostat de refoulement du compresseur BP	Arrêter le compresseur BP en cas de température excessive au refoulement	100 °C
Relais thermique des compresseurs HP	Arrêter les compresseurs en cas d'intensité excessive du moteur d'entraînement	Réglage au courant nominal
Relais thermique du compresseur BP	Arrêter le compresseur en cas d'intensité excessive du moteur d'entraînement	Réglage au courant nominal
Relais thermiques des moteurs des ventilateurs des condenseurs	Arrêter les ventilateurs en cas d'intensité excessive des moteurs	Réglage au courant nominal
Relais thermiques des moteurs des pompes à fluide frigorigène	Arrêter les pompes en cas d'intensité excessive des moteurs	Réglage au courant nominal
Fusibles en tête d'installation	Assurer la mise hors tension de l'installation en cas de court-circuit	Type aM Σ du courant total
Fusibles en protection des moteurs des compresseurs HP	Assurer la mise hors tension des moteurs en cas de forte surcharge	Type aM courant nominal
Fusibles en protection des moteurs des ventilateurs	Assurer la mise hors tension des moteurs en cas de forte surcharge	Type aM courant nominal

Tableau 23.3 – Principaux éléments de sécurité de l'abattoir. (*Suite*)

Nature de la sécurité	Rôle	Réglage
Fusibles en protection du compresseur BP	Assurer la mise hors tension du moteur en cas de forte surcharge	Type aM courant nominal
Arrêt d'urgence à l'extérieur de la salle des machines	Assurer l'arrêt immédiat de l'installation en cas de problème	Tout-ou-rien
Arrêt d'urgence à l'intérieur de la salle des machines	Idem	Tout-ou-rien
Arrêt d'urgence sur l'armoire de commande et de régulation des compresseurs HP	Idem	Tout-ou-rien
Arrêt d'urgence sur l'armoire de commande et de régulation du compresseur BP	Idem	Tout-ou-rien
Arrêt d'urgence près des moteurs des condenseurs à air	Idem	Tout-ou-rien
Arrêt d'urgence près des pompes à fluide frigorigène	Idem	Tout-ou-rien
Détecteur de niveau haut de la bouteille MP	Arrêter les compresseurs HP afin d'éviter les coups de liquide	3/4 de la capacité
Détecteur de niveau bas dans la bouteille MP	Arrêter l'installation, enclencher une alarme et émettre un message de défaut	1/4 de la capacité
Détecteur de niveau haut de la bouteille séparatrice BP	Arrêter le compresseur BP afin d'éviter les coups de liquide	3/4 de la capacité
Détecteur de niveau bas de la bouteille séparatrice BP	Arrêter les pompes afin d'éviter la cavitation	1/4 de la capacité

Tableau 23.3 – Principaux éléments de sécurité de l'abattoir. (*Suite*)

Nature de la sécurité	Rôle	Réglage
Soupape sur le collecteur des compresseurs HP	S'ouvrir pour éviter une pression excessive	20 bars
Soupape sur le désurchauffeur	S'ouvrir pour éviter une pression excessive	20 bars
Soupape sur la bouteille séparatrice MP	S'ouvrir pour éviter une pression excessive	17 bars
Soupape sur la bouteille séparatrice BP	S'ouvrir pour éviter une pression excessive	17 bars
Soupape sur le refroidisseur d'huile	S'ouvrir pour éviter une pression dangereuse	20 bars
Centrale de détection d'ammoniac	Détecter les vapeurs d'ammoniac (2 seuils) : explosimétrie : 2 000-4 000 ppm toximétrie : 500-1 000 ppm	Détecteur en SDM et points de froid
Centrale de détection incendie	Détecter les apparitions de fumées	Détecteur en SDM et points de froid
Indicateur de vent	Indiquer le sens du vent	Manche à air
Équipements de protection	Protection individuelle des individus (2 combinaisons, 2 ARI, 4 masques)	Date de péremption
Extracteur	Évacuer les vapeurs d'ammoniac	Contrôle hebdomadaire
Commande manuelle d'aspersion d'eau en salle des machines	Permettre l'absorption des gaz d'ammoniac	Contrôle hebdomadaire

24 • PATINOIRE

On considère une installation à refroidissement indirect. Le fluide frigorigène est du R 404A. Le fluide frigoporteur est de l'alcali (eau + ammoniac).
La piste de patinage est de dimension 60 m × 30 m soit une surface de 1 800 m^2.
Le bilan thermique donne une puissance frigorifique à installer de 600 W/m^2.
Cette piste est de type « plein ciel », ce qui conduit à une puissance frigorifique installée importante.
Une piste de curling est contiguë à la piste de patinage. Son alimentation est assurée par le même fluide frigoporteur que la piste de patinage.

24.1 Compresseurs

La centrale frigorifique comporte deux compresseurs de type bivis avec suralimentation.
L'huile est contrôlée en température minimale et maximale. En marche normale, c'est la haute pression qui sert de fluide moteur à la circulation de l'huile.

24.2 Condensation

Le schéma de principe (voir figure 24.2) ne fait apparaître qu'un condenseur à air.
La patinoire décrite ici comporte en fait deux modes de condensation : un condenseur à air d'une puissance suffisante pour permettre le fonctionnement normal, et un condenseur évaporatif permettant d'évacuer la puissance totale.
Le fonctionnement normal peut être assuré par l'un ou l'autre des procédés de condensation.

L'hiver, c'est généralement le condenseur à air qui est en fonctionnement, et, l'été, le condenseur évaporatif est prioritaire. Cette redondance améliore la sécurité de fonctionnement toute l'année, et le choix judicieux du mode de condensation permet d'améliorer le coefficient de performance énergétique global de l'installation.
Cette installation comporte enfin un condenseur multitubulaire, dont l'apport de chaleur sur une boucle d'eau permet la fusion de la neige produite par la piste. Ce condenseur est d'une puissance de 200 kW, ce qui est faible en regard de la puissance de condensation totale de 2 000 kW.

24.3 Contrôle des niveaux de fluide frigorigène

Dans la bouteille haute pression et dans la bouteille séparatrice intermédiaire, les niveaux sont contrôlés par des flotteurs haute pression. Ces flotteurs contrôlent un niveau maximal de fluide frigorigène.
Ce choix technologique fait que le maximum de la charge est stocké dans la bouteille séparatrice basse pression.

24.4 Évaporateur à plaques

Cet évaporateur est alimenté par gravité à partir de la bouteille séparatrice basse pression.

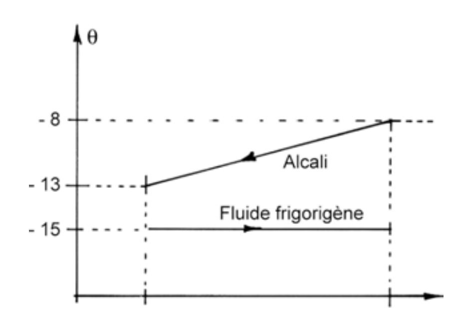


Figure 24.1 – Exemple de valeurs relevées en fonctionnement.

Dans l'échangeur à plaques, pour une température d'ébullition du fluide frigorigène de – 15 °C, la température du fluide frigoporteur passe de – 8 à – 13 °C (figure 24.1). L'écart de température logarithmique est donc :

$$\Delta\theta_{ln} = \frac{7-2}{\ln\frac{7}{2}} = 4\ °C$$

24.5 Circuit frigoporteur

Ce circuit comporte un dispositif permettant l'introduction de l'alcali et de divers produits de traitement de l'eau. Un vase d'expansion est bien sûr nécessaire, ainsi que tous les accessoires spécifiques à ce type de réseau.

24.6 Choix du frigoporteur

L'emploi de l'alcali comme fluide frigoporteur se justifie par les avantages suivants :

– Il présente pratiquement les meilleures qualités thermodynamiques des fluides frigoporteurs monophasiques.
– Sa viscosité est faible.
– Sa capacité « frigorifique » volumique est excellente.
– Rappelons enfin que l'ammoniac est sans effet sur l'ozone (ODP = 0).

24.7 Schéma de principe

La figure 24.2 donne le schéma de principe de l'installation étudiée. Le piquage **21** permet d'éviter toute surpression dans la bouteille haute pression, ce qui assure un écoulement sans problème du fluide frigorigène liquide issu du condenseur. La conception judicieuse de ce piquage permet d'utiliser le phénomène de Venturi.

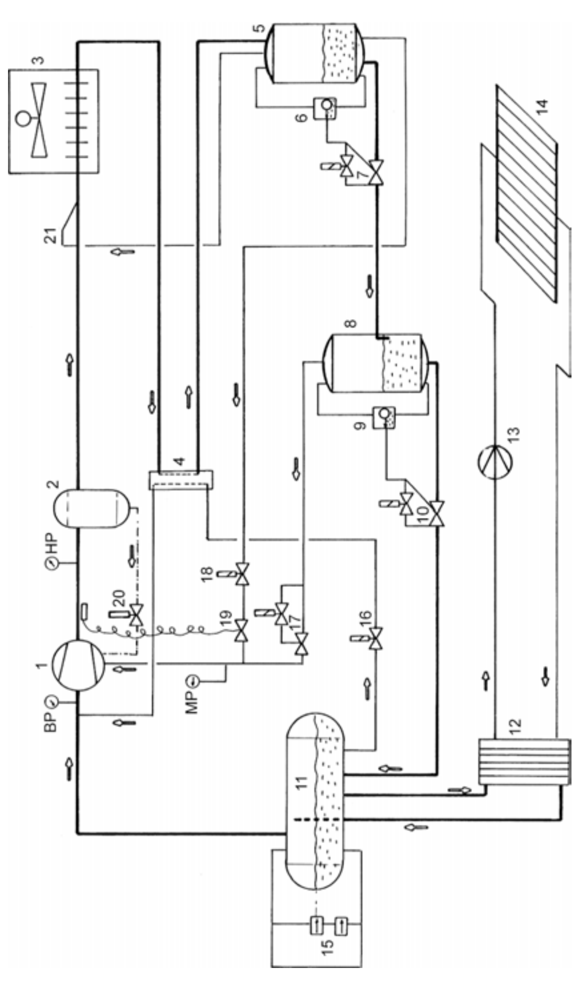


Figure 24.2 – Schéma de principe de l'installation.

◀ **Figure 24.2** – Schéma de principe de l'installation.

1 : compresseurs à vis avec suralimentation ; **2** : séparateur d'huile ; **3** : condenseur à air ; **4** : rectificateur ; **5** : bouteille HP ; **6** : flotteur HP ; **7** : vanne principale pilotée permettant la détente de la haute pression à la moyenne pression ; **8** : séparateur sous-refroidisseur intermédiaire ; **9** : flotteur HP ; **10** : vanne principale pilotée permettant la détente de la moyenne pression à la basse pression ; **11** : bouteille séparatrice BP ; **12** : échangeur à plaques (évaporateur du R 404A et refroidisseur de l'alcali) ; **13** : pompe du fluide frigoporteur ; **14** : piste de patinage ; **15** : contrôleur de niveau (sécurité) ; **16** : électrovanne permettant l'admission du mélange huile-R 404A au rectificateur ; **17** : vanne principale à pilote électrique permettant la pression intermédiaire ; **18** : électrovanne permettant l'admission de fluide frigorigène dans la conduite de suralimentation ; **19** : détendeur thermostatique contrôlant la température de refoulement (température maximale) ; **20** : électrovanne permettant l'admission de l'huile ; **21** : piquage dans la conduite de refoulement.

24.8 Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique

La figure 24.3 montre le cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique. Grâce au détendeur d'injection thermostatique (**19** sur la figure 24.2), la température de fin de compression θ_4 ne peut dépasser la valeur de réglage.

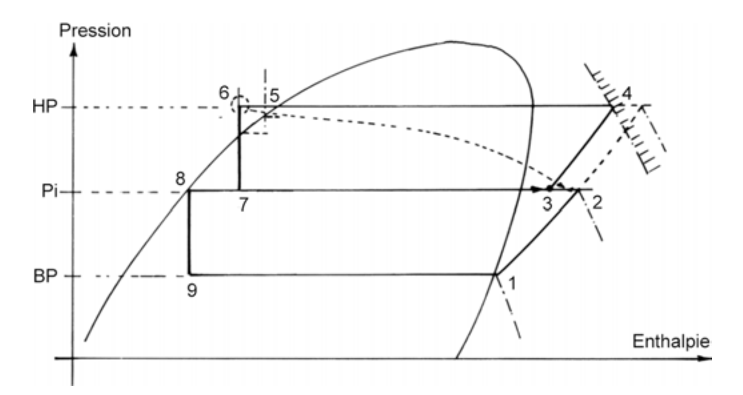


Figure 24.3 – Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique.

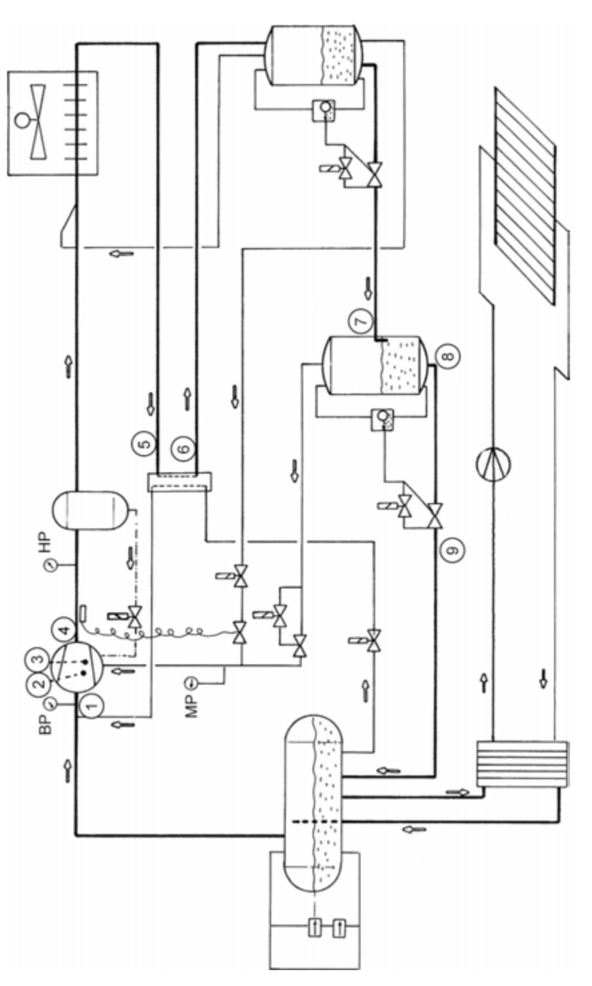


Figure 24.4 – Repérage des points caractéristiques du cycle de fonctionnement sur le schéma de principe général.

24.9 Neige produite par la piste de patinage

La température superficielle de la glace peut varier de 0 à – 10 °C. Cette température est généralement inférieure à la température de rosée de l'air ambiant : il s'ensuit une condensation d'une partie de la vapeur d'eau contenue dans l'air en contact avec la glace.
La température étant négative, l'eau condensée se cristallise.
Ce givre peu esthétique nuit par ailleurs à la qualité de la glisse et il est donc nécessaire de l'évacuer à intervalles réguliers.
Cette neige indésirable peut être éliminée à partir d'une fosse à neige, où sa fusion est réalisée par une aspersion d'eau.
L'apport de chaleur sur l'eau de fusion est assuré par le condenseur multitubulaire (figure 24.5).

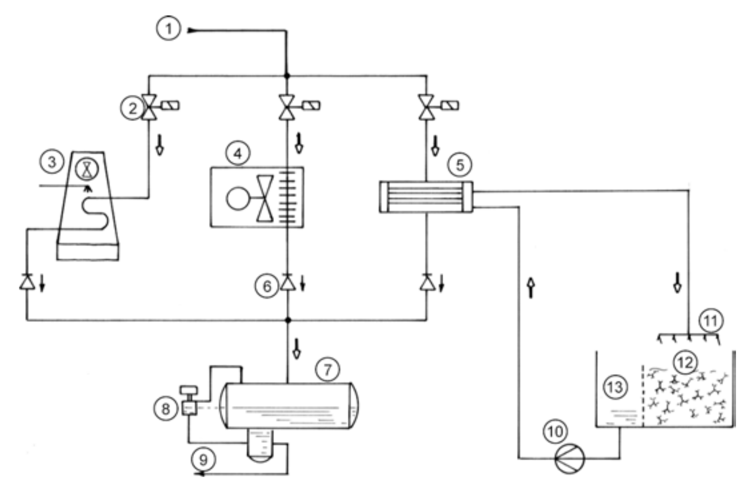


Figure 24.5 – Schéma de principe.

1 : fluide frigorigène haute pression déshuilé ; **2** : électrovanne permettant la régulation des condenseurs ; **3** : condenseur évaporatif ; **4** : condenseur à air ; **5** : condenseur multitubulaire ; **6** : clapet anti-retour ; **7** : bouteille de réserve liquide ; **8** : contrôleur de niveau ; **9** : départ liquide ; **10** : pompe de la boucle « fosse à neige » ; **11** : rampe de pulvérisation ; **12** : fosse à neige ; **13** : bac de récupération de l'eau résultant de la fusion de la neige.

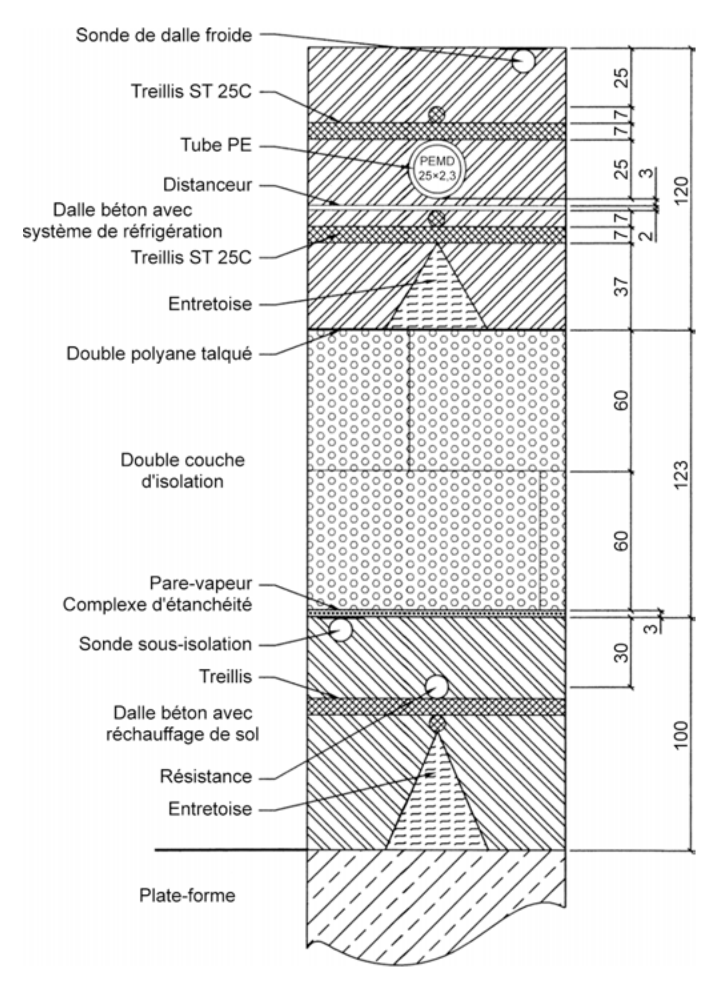


Figure 24.6 – Vue en coupe d'une dalle de patinoire (doc. Johnson Controls).

24.10 Composants d'une piste de patinage

La figure 24.6 montre une vue en coupe d'une dalle de patinoire. Notons le pare-vapeur en partie inférieure de l'isolant ainsi que le double polyane laqué sur sa partie supérieure.
Toutes les précautions sont prises pour que l'isolant reste exempt d'eau, afin que ses qualités restent les meilleures possibles.
Notons aussi le chauffage du sol à partir de résistances électriques, ce qui permet d'éviter une température négative au niveau de la plate-forme (voir chapitre 18).

24.11 Patinoire à ciel ouvert

Dans cet exemple, la température est gérée par un automate relié à un capteur à infrarouge (figure 24.7).



Figure 24.7 – Vue partielle d'une patinoire à ciel ouvert (doc. Johnson Controls).

24.12 Projet de remodelage d'une patinoire

24.12.1 Équipement initial

– Installation à refroidissement direct de la piste de patinage.
– Fluide frigorigène : R 12.
– Condensation par air.

24.12.2 Principaux éléments du cahier des charges du projet de remodelage

– La piste de patinage devra être refroidie par un fluide frigoporteur.
– Le fluide retenu devra être le plus écologique possible.
– L'équipement retenu devra permettre un gain d'énergie maximal.
– La condensation par air est remplacée par une condensation à partir d'un condenseur évaporatif.

24.12.3 Technologie retenue (figure 24.8)

– Le fluide frigoporteur est de l'alcali.
– Le fluide frigorigène est l'ammoniac.
– La chaleur nécessaire à la fosse à neige sera récupérée sur l'eau de condensation *via* un échangeur à plaques.
– L'eau chaude sanitaire ainsi que l'eau nécessaire à la surfaceuse proviennent d'un réservoir accumulateur. Ce réservoir accumulateur emmagasine la chaleur de désurchauffe de l'ammoniac.
– En cas de température insuffisante, une chaudière est enclenchée.

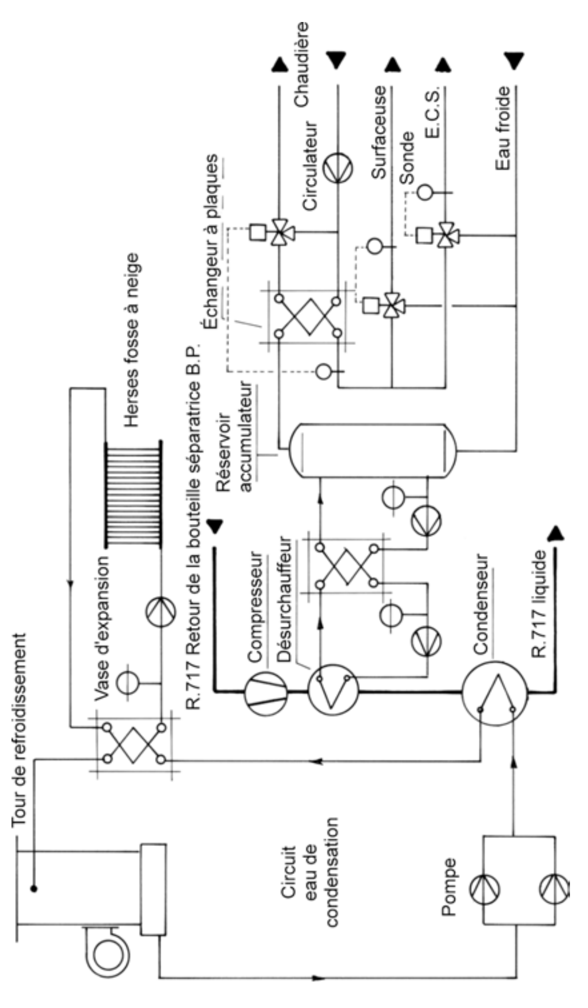


Figure 24.8 – Schéma de principe des différents modes de récupération de chaleur.

24.13 Remarques sur les condenseurs évaporatifs

Les condenseurs évaporatifs permettent des températures de condensation relativement basses.
De haut en bas du condenseur, on remarque les éléments suivants (figure 24.9) :

– séparateur de gouttelettes ;
– buses de pulvérisation d'eau ;
– condenseur à tubes lisses ;
– bassin de réception de l'eau de condensation.

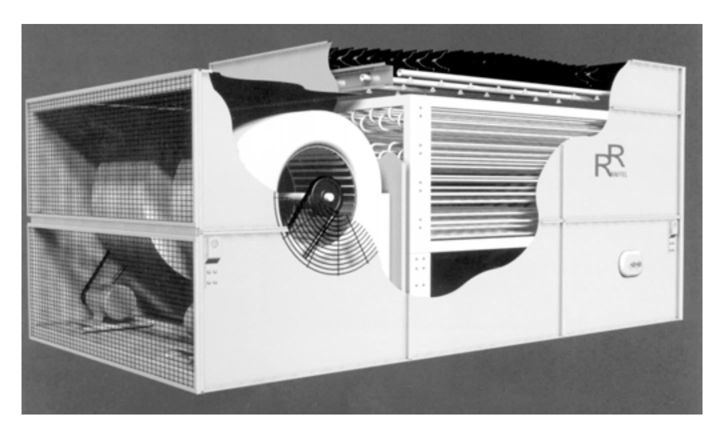


Figure 24.9 – Condenseur évaporatif (doc. Raffel).

Le modèle proposé par le fabricant Raffel offre par exemple les garanties suivantes :

– La puissance nominale est garantie aux conditions suivantes : température humide 21 °C, température de condensation 35 °C.
– Il est possible de sélectionner ces condenseurs pour obtenir des températures de condensation différentes. Il convient alors d'appliquer un coefficient de correction à la puissance à évacuer.

Exemple

Puissance à évacuer : 1 000 kW.
Pour une température humide de 20 °C, on souhaite une température de condensation de 30 °C. D'après la documentation du fabricant, le coefficient à appliquer est de 0,6.
Le modèle de condenseur évaporatif à commander doit donc avoir la puissance nominale suivante :

$$Q_n = \frac{Q \text{ à évacuer}}{\text{facteur de correction}} = \frac{1\,000}{0{,}6} = 1\,670 \text{ kW}$$

Outre la température de condensation favorable disponible, ces condenseurs peuvent fonctionner en condenseurs à air lorsque la température extérieure est suffisamment basse.
Un autre fabricant propose les différents fonctionnements possibles suivants.

Fonctionnement en « mode sec » (figure 24.10) :
– La pompe à eau est arrêtée.
– Le bac de récupération de l'eau de condensation peut être vidangé.

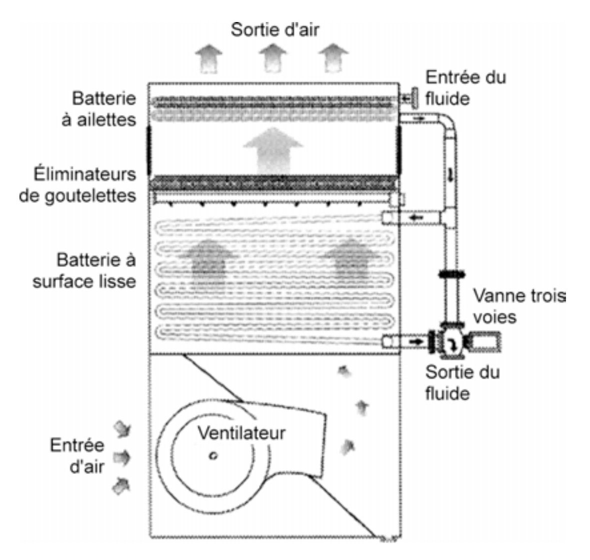


Figure 24.10 – Fonctionnement en « mode sec » (doc. Baltimore Aircoil).

B

CAS CONCRETS D'INSTALLATIONS

– Le condenseur évaporatif fonctionne ici en condenseur à air.
– Le servomoteur de la vanne 3 voies est hors tension. La batterie à surface lisse est montée en série avec la batterie à ailettes.

Fonctionnement en mode adiabatique (figure 24.11) :

– La pompe à eau est remise en fonctionnement.
– La vanne 3 voies reçoit un signal maximal, de sorte que la voie opposée au servomoteur est complètement fermée.
– Seule la batterie à ailettes est donc utilisée.
– La pulvérisation de l'eau assure ici un rafraîchissement de l'air, ce qui améliore les performances de la batterie.

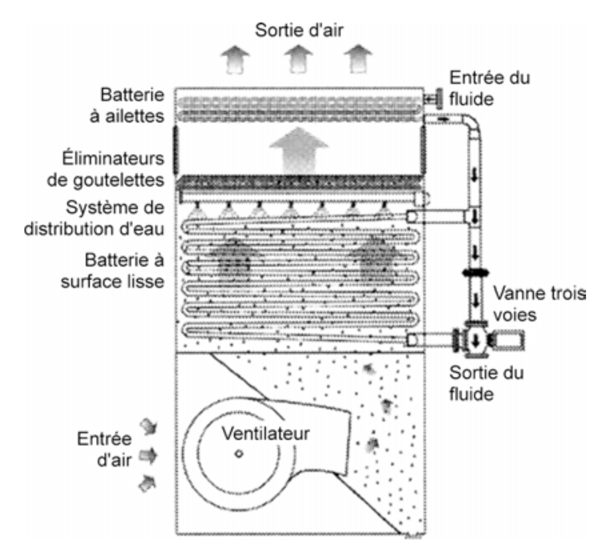


Figure 24.11 – Fonctionnement en mode adiabatique (doc. Baltimore Aircoil).

Fonctionnement en « mode sec et sous-refroidissement » (figure 24.12) :

- La batterie à ailettes travaille ici à 100 %.
- Le servomoteur de la vanne 3 voies reçoit un signal proportionnel à la haute pression.
- Il est donc possible de garantir une température de condensation constante en évacuant l'excès de puissance au niveau de la batterie à surface lisse.

Ce mode de fonctionnement correspond à la puissance maximale à évacuer.

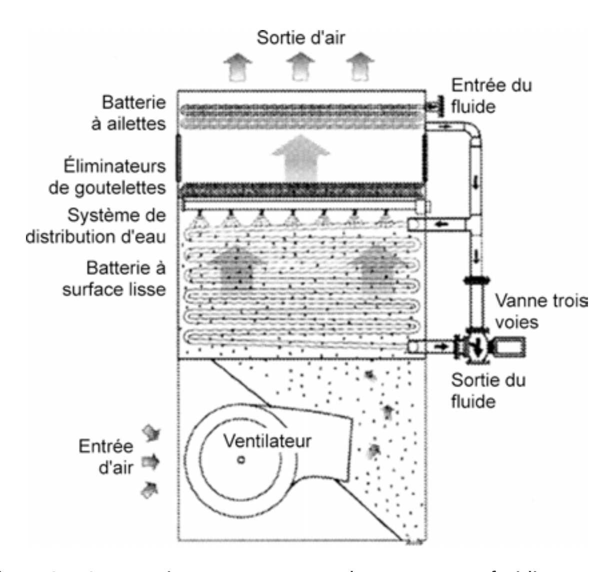


Figure 24.12 – Fonctionnement en « mode sec et sous-refroidissement » (doc. Baltimore Aircoil).

25 • ENTREPÔT FRIGORIFIQUE

L'entrepôt étudié ici sert au stockage de denrées périssables surgelées.

25.1 Production du froid

Il s'agit de production de froid par détente directe.
Le fluide frigorigène utilisé est du R 404A, un fluide frigorigène zéotrope à faible glissement (0,79 K sous 1,013 bar). Sa température d'ébullition étant de – 46,57 °C sous 1,013 bar, il permet dans le cas de cette application une basse pression toujours positive.

25.2 Compresseurs

Les compresseurs sont de type volumétrique à vis. Ils sont de type monovis à un satellite. Ils sont pourvus d'une suralimentation, leur réduction de puissance est de type proportionnel (figure 25.1).

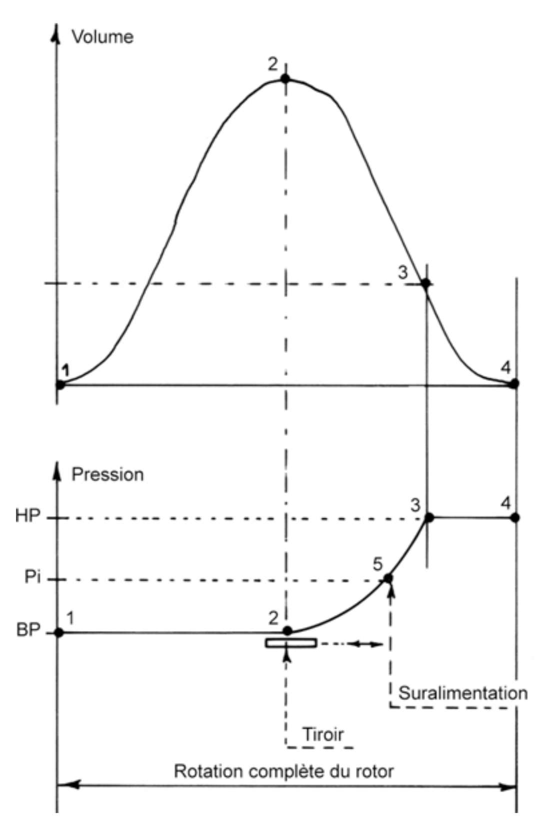


Figure 25.1 – Schéma représentatif du fonctionnement d'un compresseur à vis.

25.3 Cycle de fonctionnement et description succincte

Il s'agit d'une compression biétagée à partir de la suralimentation des compresseurs à vis. L'orifice de suralimentation est raccordé à des évaporateurs à plaques permettant le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide (figure 25.2). Ces évaporateurs à plaques sont à alimentation sèche et sont équipés de détendeurs thermostatiques.

Les évaporateurs des chambres de stockage sont de type plafonnier cubique avec manchettes textiles au soufflage des ventilateurs.

L'air est repris en vrac.

L'alimentation en fluide frigorigène est assurée par des détendeurs électroniques.

Les vapeurs aspirées par les compresseurs proviennent d'une bouteille anticoup de liquide. Cette bouteille comporte un échangeur alimenté en fluide frigorigène liquide haute pression, qui assure l'apport de chaleur nécessaire à l'ébullition du fluide frigorigène liquide (éventuel) et au dégazage de l'huile.

Dans le même temps, il s'opère un sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide.

Ce choix technologique permet d'obtenir une chaleur de vaporisation optimale en basse pression. Par ailleurs, le fluide frigorigène sous-refroidi restant à la haute pression, il est possible d'alimenter des évaporateurs éloignés sans problème.

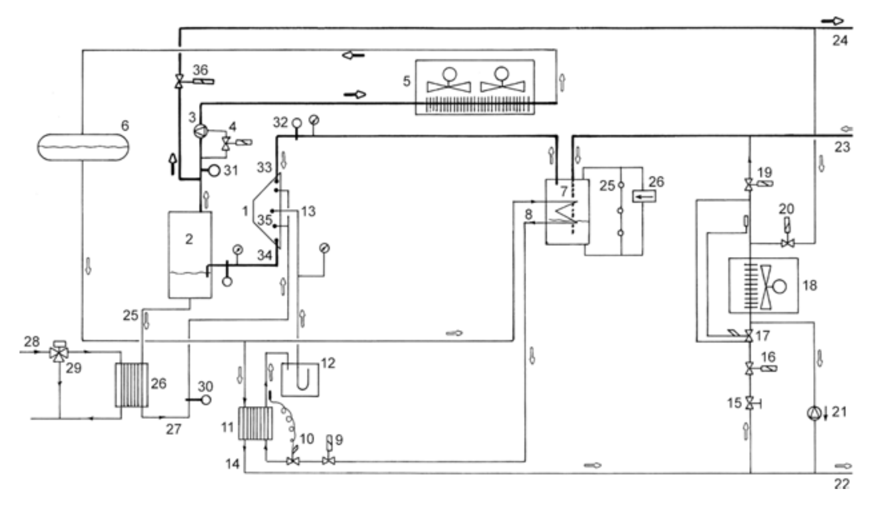


Figure 25.2 – Schéma de principe de l'installation.

1 : compresseur à vis ; **2** : séparateur d'huile ; **3** : vanne principale à pression constante garantissant une pression amont minimale lors des dégivrages ; **4** : vanne électrique pilote permettant la mise en service ou hors-service de la vanne 4 ; **5** : condenseur à air ; **6** : bouteille de réserve de liquide ; **7** : bouteille anti-coup de liquide ; **8** : échangeur permettant l'évaporation (éventuelle) de fluide frigorigène et le sous-refroidissement du fluide frigorigène liquide ; **9** : électrovanne liquide ; **10** : détendeur thermostatique assurant l'alimentation de l'évaporateur sous-refroidisseur à plaques ; **11** : évaporateur à plaques sous-refroidisseur du fluide frigorigène liquide ; **12** : bouteille anti-coup de liquide ; **13** : prise de suralimentation des compresseurs à vis ; **14** : fluide frigorigène sous-refroidi à la température de saturation de la pression de suralimentation du compresseur à vis ; **15** : vanne à main ; **16** : électrovanne liquide ; **17** : détendeur thermostatique à pression externe ; **18** : évaporateur à alimentation sèche ; **19** : électrovanne (fermée en dégivrage) ; **20** : électrovanne gaz chauds ; **21** : clapet anti-retour ; **22** : ligne liquide principale ; **23** : retour des évaporateurs ; **24** : conduite gaz chauds ; **25** : huile à refroidir ; **26** : échangeur à plaques eau glycolée-huile. ; **27** : huile sous-refroidie ; **28** : arrivée de l'eau glacée ; **29** : vanne 3 voies permettant le contrôle de la température de départ de l'huile ; **30** : sonde de température de l'huile ; **31** : sonde permettant la régulation de la haute pression ; **32** : sonde permettant la régulation de la basse pression ; **33** : aspiration des compresseurs à vis ; **34** : refoulement des compresseurs à vis ; **35** : alimentation en huile des compresseurs à vis ; **36** : vanne électromagnétique de commande des gaz chauds sur la conduite générale.

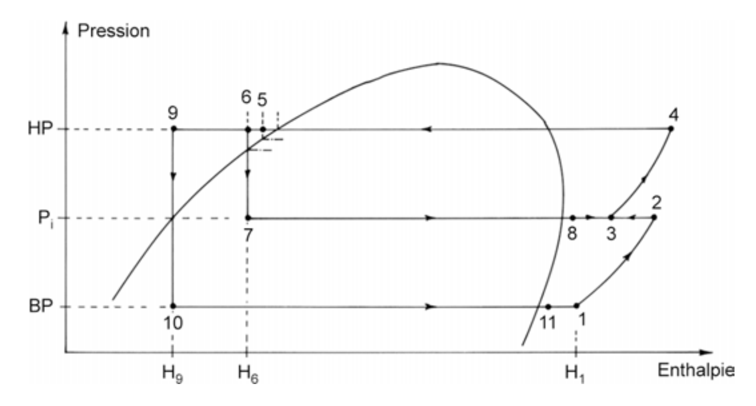


Figure 25.3 – Cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique.

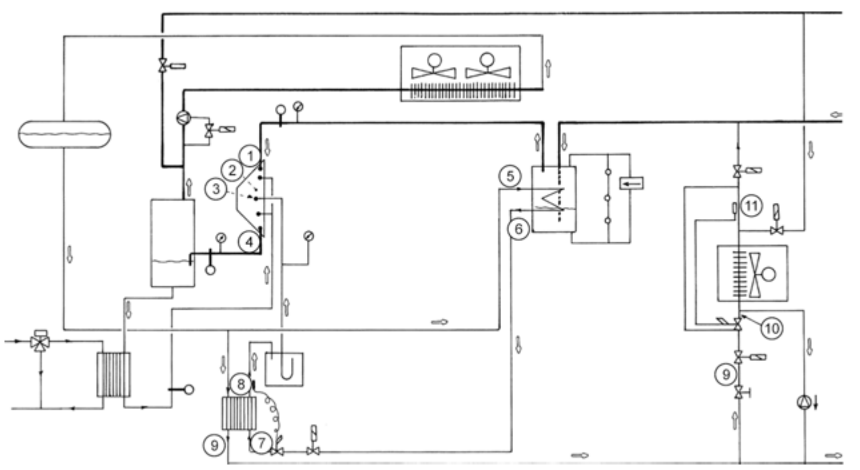


Figure 25.4 – Points caractéristiques du cycle.

25.4 Dégivrage

Le dégivrage s'effectue à partir des gaz chauds.
Principe d'une séquence de dégivrage (figure 25.5) :

- Au signal de dégivrage délivré par l'horloge, on opère les actions suivantes :
  - coupure de la VEM liquide **4** de l'évaporateur qui va dégivrer ;
  - enclenchement de l'électrovanne pilote (**4** sur la figure 25.2) permettant à la vanne à pression constante **3** de garantir en amont une pression minimale des gaz chauds compatible avec un dégivrage correct ;
  - enclenchement de la VEM gaz chauds générale (**36** sur la figure 25.2).
- Temporisation de pompage évaporateur (= 300 s) :
  - enclenchement de la VEM pilote **10** qui va provoquer la fermeture de la vanne principale **11**, condamnant ainsi la conduite d'aspiration ;
  - enclenchement de l'électrovanne pilote de la vanne sur la conduite liquide **17** qui va permettre la recirculation du liquide condensé.
- Le dégivrage se termine :
  - soit par coupure à la fin du dégivrage ;
  - soit par arrêt au temps de sécurité (= 45 min).
- Le dégivrage terminé :
  - coupure de la VEM gaz chauds générale ;
  - coupure de la VEM gaz chauds de l'évaporateur ;
  - coupure de la vanne pilote (**4** sur la figure 25.2) afin que les gaz chauds s'écoulent à nouveau normalement vers les condenseurs.
- Temps d'égouttage (= 300 s) :
  - coupure de la VEM pilote **10** ;
  - enclenchement de la VEM liquide **4** ;
  - coupure de la VEM **17** supprimant la perte de charge sur la ligne liquide.
- Après remise en froid, la ventilation repart après basculement de la fin de dégivrage.

Remarque

L'évaporateur suivant dégivrera après obtention du top de dégivrage sur temporisation de 20 secondes.

En cas de remontée de la température d'ambiance supérieure à 3 °C par rapport au point de consigne, la relance des évaporateurs en froid est automatique. Le point de consigne se situant à – 26 °C, la relance automatique s'effectue donc à – 23 °C.

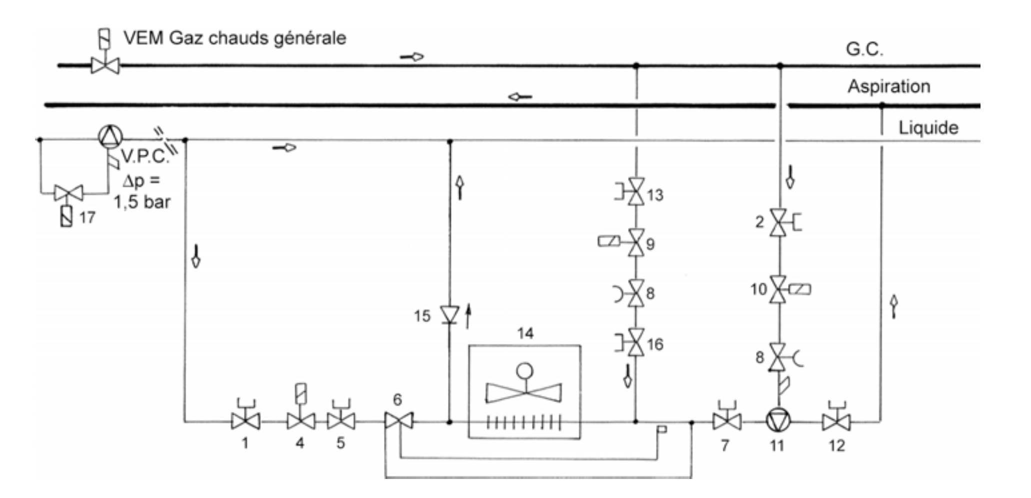


Figure 25.5 – Schéma de principe de l'automatisme du dégivrage.

1 : vanne d'arrêt ; **2** : vanne d'arrêt ; **3** : vanne clapet ; **4** : électrovanne ; **6** : détendeur ; **7** : vanne d'arrêt ; **8** : régleur manuel ; **9** : électrovanne ; **10** : électrovanne ; **11** : vanne principale pilotée ; **12** : vanne d'arrêt ; **13** : vanne d'arrêt ; **14** : évaporateur ; **15** : clapet anti-retour ; **16** : vanne d'arrêt ; **17** : vanne assurant une pression différentielle constante de 1,5 bar en dégivrage.

25.5 Huile

Les compresseurs à vis demandent de grandes quantités d'huile.
L'huile a les rôles principaux suivants :

– assurer la lubrification des paliers et roulements ;
– assurer l'étanchéité entre la vis et le satellite d'une part et entre la vis et le carter d'autre part ;
– servir de fluide moteur pour actionner les dispositifs de réduction de puissance ;
– permettre le refroidissement du fluide frigorigène refoulé ;
– assurer la lubrification de la garniture d'étanchéité (pour les compresseurs ouverts).

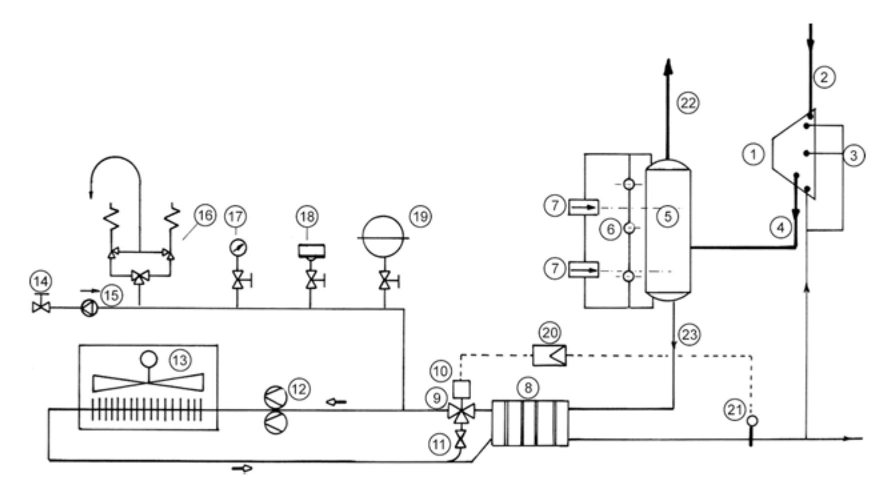


Figure 25.6 – Schéma de principe du circuit d'huile.

1 : compresseur à vis ; **2** : conduite d'aspiration ; **3** : arrivée d'huile ; **4** : conduite de refoulement ; **5** : séparateur d'huile faisant aussi office de réserve d'huile ; **6** : voyant d'huile ; **7** : contrôle de niveau ; **8** : échangeur à plaques huile-eau ; **9** : vanne 3 voies ; **10** : servomoteur ; **11** : vanne d'équilibrage ; **12** : pompe à eau glycolée ; **13** : aéro-réfrigérant ; **14** : vanne 2 voies ; **15** : clapet anti-retour ; **16** : soupape de sécurité ; **17** : manomètre ; **18** : pressostat ; **19** : vase d'expansion ; **20** : régulateur ; **21** : sonde de température de départ de l'huile ; **22** : fluide frigorigène déshuilé ; **23** : huile.

Les compresseurs à vis sont donc associés à des séparateurs d'huile largement dimensionnés et de très grande efficacité.
L'huile récupérée au refoulement du compresseur est pratiquement à la température des gaz refoulés. Il importe donc généralement de la refroidir.
Dans notre exemple, l'huile est refroidie à partir d'eau dans un échangeur à plaques (figure 25.6).

25.6 Refroidissement des halls d'accès

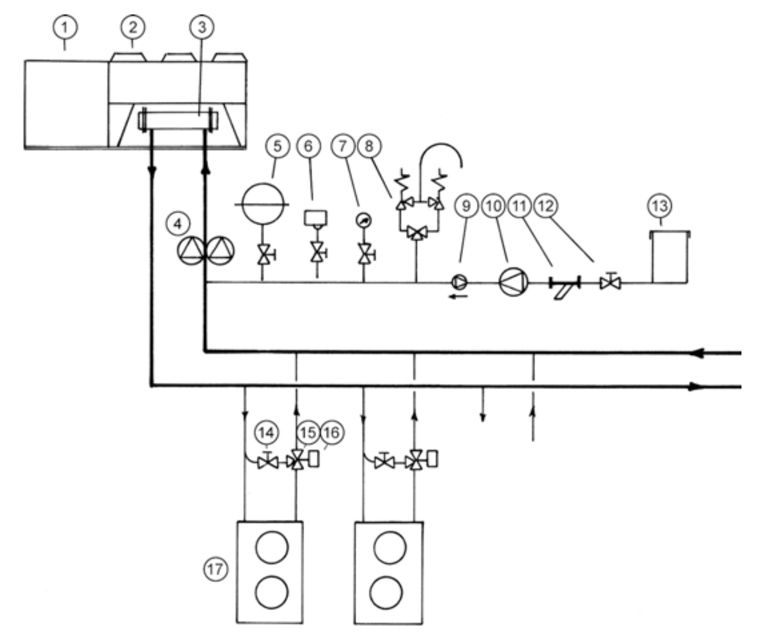


Figure 25.7 – Schéma de principe de l'installation frigoporteur.

1 : groupe frigorifique ; **2** : condenseur à air ; **3** : évaporateur ; **4** : pompes ; **5** : vase d'expansion ; **6** : pressostat ; **7** : manomètre ; **8** : soupape de sécurité ; **9** : clapet anti-retour ; **10** : pompe de charge ; **11** : filtre ; **12** : vanne ; **13** : bac de dosage et de mélange ; **14** : vanne 3 voies ; **15** : servomoteur ; **16** : vanne d'équilibrage ; **17** : frigorifère.

Afin d'éviter de trop grands apports thermiques par l'air extérieur, l'accès aux chambres froides s'effectue par des halls réfrigérés. Ces halls sont réfrigérés à partir d'un fluide frigoporteur : il s'agit ici d'eau glycolée.
Le fluide frigoporteur est refroidi à partir de groupes compacts autonomes à condensation par air.

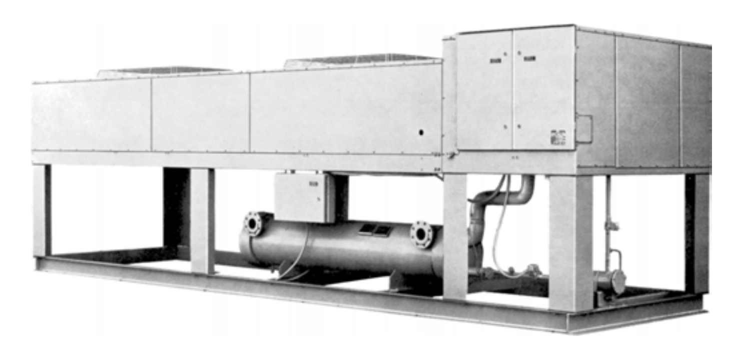


Figure 25.8 – Vue d'un refroidisseur de liquides à condensation par air pour installation extérieure (doc. Trane).

26 • LA CHAÎNE DU FROID

26.1 Définition

La chaîne du froid est l'ensemble des techniques frigorifiques permettant de maintenir un produit périssable dans des conditions de température et d'hygrométrie telles que la qualité finale lors de la consommation reste la plus proche possible de la qualité initiale.
Chaque produit a sa propre chaîne du froid. Cette chaîne comporte plus ou moins de maillons.
Pour les denrées très périssables (viandes, volailles, poissons, lait pasteurisé, etc.), la chaîne du froid doit garantir en permanence une température comprise entre 0 °C et + 4 °C maximum.
Pour les denrées périssables (beurre, fromage à pâte cuite, charcuterie sèche, etc.), la chaîne du froid doit garantir en permanence une température inférieure à + 8 °C.

26.2 Conséquences de la rupture de la chaîne du froid

En cas de rupture de la chaîne du froid, la hausse de la température va permettre l'accélération de la prolifération microbienne et donc altérer la qualité du produit.
Les germes pathogènes suivants : *Salmonella*, *Staphylococus aureus*, *Listeria monocytogenes*, etc., peuvent alors rendre le produit dangereux pour le consommateur.

26.3 Évolution de la chaîne du froid

La chaîne du froid est de mieux en mieux respectée et comporte donc de moins en moins de maillons faibles pour les raisons suivantes :

– la législation est de plus en plus contraignante,
– les contrôles sont de plus en plus stricts,
– les consommateurs sont de mieux en mieux informés et sont de plus en plus demandeurs de produits de qualité.
– les organismes de défense des consommateurs ayant un gros impact médiatique, les différents acteurs de la chaîne du froid font de plus en plus d'efforts pour que le maillon de la chaîne du froid qui les concerne soit sans problème.

26.4 Réflexion sur le maillon transport

Dans beaucoup de pays, le transport représente le maillon faible de la chaîne du froid.
En France, c'est de moins en moins le cas. La France comporte près de 100 000 véhicules de transport sous température dirigée.
Depuis 2004, les véhicules de transport sous température dirigée sont contrôlés à intervalles réguliers quant aux déperditions thermiques des parois et quant aux performances de la production de froid pour les véhicules ayant une production de froid embarquée.
Ces contrôles font que la qualité du parc s'est progressivement améliorée.

26.5 Contrôles de la chaîne du froid

Il n'est pas de chaîne du froid de qualité sans outil de surveillance et de contrôle.
On dispose actuellement de plus en plus de moyens de contrôle et de surveillance dont voici quelques exemples pris chez quelques fabricants :

– Thermomètre enregistreur, placé dans la cargaison réfrigérée au départ. Durant le transport, le chauffeur peut contrôler la température de son chargement sur l'écran d'un terminal placé dans la cabine. Après livraison, le logiciel permet d'interroger l'enregistreur installé dans le véhicule.

– Clé USB permettant l'enregistrement des températures, paramétrable avec un simple ordinateur, sans connectique. Les mesures peuvent être restituées sous forme de tableaux, de graphiques, etc.
– Indicateurs de dépassement de température limite, surtout utilisé pour les produits surgelés. En cas de dépassement d'une température donnée, leur coloration change de façon irréversible. Ils sont jetables.
– Régulateurs numériques communicants.

De plus en plus d'équipements comportent des régulations numériques communicantes paramétrables quant aux seuils minimum et maximum des températures.
En cas de dépassement de l'un des seuils, il y a émission d'un message d'alarme.
Les valeurs réelles de fonctionnement sont de plus en plus souvent sauvegardées.
L'historique est ensuite consultable. On dispose ainsi d'une traçabilité complète du fonctionnement au niveau des températures et éventuellement des hygrométries.

26.6 Exemple de chaîne du froid : chaîne du froid des produits aquatiques

26.6.1 Généralités

Les produits aquatiques proviennent de la pêche et de l'aquaculture.
L'aquaculture comporte d'une part l'élevage du poisson, on parle alors de produits piscicoles et d'autre part la conchyliculture qui consiste dans l'élevage d'huîtres, de moules et autres coquillages.
Les produits de la mer peuvent se présenter sous les formes suivantes :

– vivants ou réfrigérés,
– surgelés,
– fumés, séchés ou salés,
– en conserves,
– en préparation.

La pêche peut être classée en 4 catégories :

– la petite pêche,
– la pêche côtière,
– la pêche au large,
– la grande pêche qui est encore appelée pêche hauturière.

Les équipements frigorifiques à bord des bateaux sont spécifiques à chaque type de pêche. Les différentes filières sont résumées dans la figure 26.1.

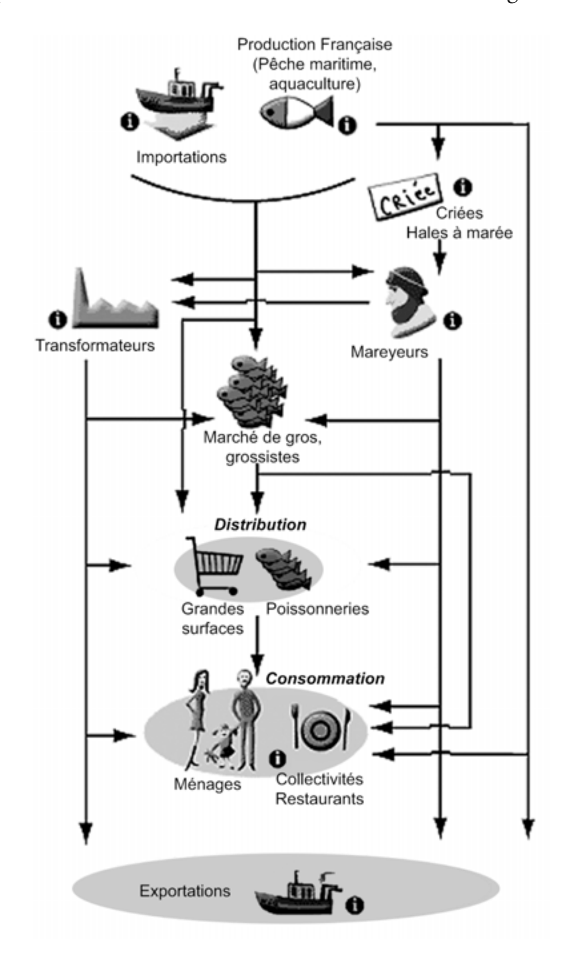


Figure 26.1 – Les cheminements possibles entre la production et la consommation des produits de la mer.

26.6.2 Description succincte d'une chaîne du froid

La figure 26.2 donne le synoptique d'une chaîne du froid de produits aquatiques.

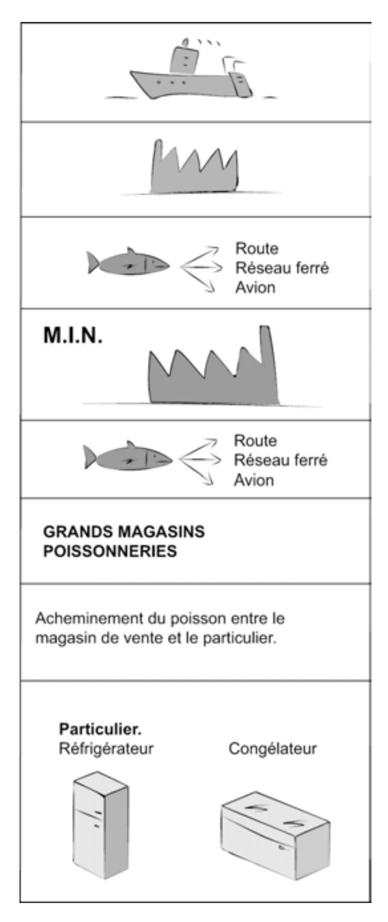


Figure 26.2 – Synoptique d'une chaîne du froid de produits aquatiques.

Bateaux de pêche

Les petites unités pratiquant la pêche côtière de courte durée embarquent de la glace écaille pour leurs besoins de réfrigération.
Les unités plus importantes ont une production autonome de glace écaille. Cette glace écaille peut être produite à partir d'eau douce ou d'eau de mer.
Sur certains bateaux, on procède au refroidissement par immersion dans des bacs pouvant contenir :

- de l'eau de mer réfrigérée (EMR) ;
- de l'eau de mer refroidie à la glace (EMRG) ;
- un coulis de glace encore appelé sorbet ou glace liquide.

Cette technique de l'immersion permet un refroidissement rapide et efficace (figure 26.3).

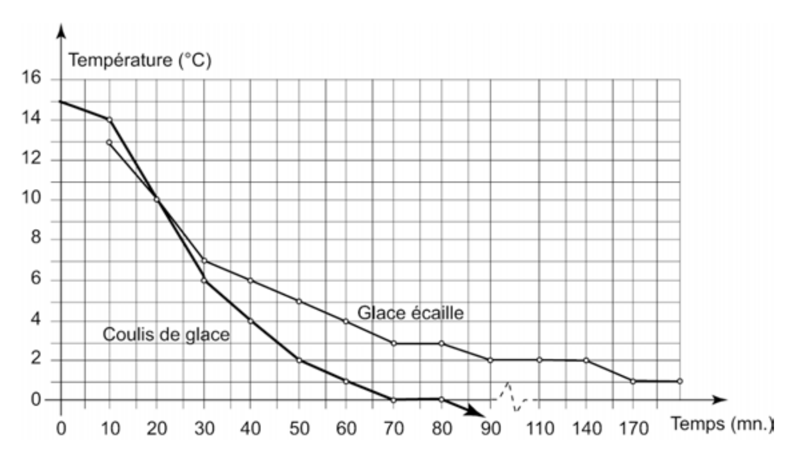


Figure 26.3 – Comparaison de l'efficacité du refroidissement du poisson entre la glace écaille et l'immersion dans un coulis de glace.

Les bateaux usines pratiquant la pêche hauturière disposent d'équipements frigorifiques spécifiques pour la surgélation. Cette technique permet la cristallisation rapide de l'eau des cellules, ce qui limite la quantité d'exudats lors de la décongélation.

L'opération de surgélation s'effectue à une température inférieure à – 18 °C. Elle peut-être réalisée à partir des procédés suivants :

– congélateurs à plaques : congélation par contact ;
– par immersion ;
– par ventilation en tunnel : fort coefficient de brassage et température voisine de – 35 °C.
– par congélateur à lit fluidisé : les produits sont en suspension dans un flux d'air à basse température. Cette technique n'est possible que lorsque la masse unitaire est faible.

Certains produits destinés à l'export (le thon rouge de Méditerranée par exemple) sont surgelés à – 60 °C, certains importateurs exigent même – 72 °C.

Mareyeurs

Les sources d'approvisionnement du mareyeur sont la criée, le producteur et l'importateur. Le mareyeur revend ses produits en l'état ou préparés.
Les ateliers de mareyage français respectent les normes européennes et font partie des ateliers les plus modernes d'Europe. Dans ces ateliers, il convient de garantir une température et une hygrométrie faisant un compromis entre la bonne conservation des denrées et le confort des individus.
Les produits destinés à l'export sont généralement surgelés.
Il existe en France près de 400 entreprises de mareyage.

Transport à partir des ports de pêche

Des ports de pêche, le poisson peut être acheminé vers les lieux de distribution par voie routière, par voie aérienne ou par voie ferroviaire.
Le transport du poisson frais se fait généralement dans des caisses isothermes où on trouve alternativement une couche de glace écaille et une couche de poisson.

MIN

Ces marchés d'intérêt national (MIN) sont des plates-formes qui réceptionnent, stockent et dispatchent les produits de la mer. Ces MIN comportent donc des équipements permettant le stockage du poisson frais et du poisson surgelé.

Transport à partir des MIN

Là encore, les transports peuvent être routier, ferré ou aérien. Les principaux acheteurs sont les poissonneries de quartier et la grande distribution.

Grands magasins et poissonneries

Ces différents points de vente disposent de chambres froides spécifiques et de vitrines pour produits frais et produits surgelés.

Acheminement du poisson entre la point de vente et le particulier

C'est généralement là que se trouve le maillon faible de la chaîne du froid, bien que de plus en plus de particuliers sont mieux informés et s'équipent de sacs isothermes et/ou de glacières.

Froid chez le particulier

Les réfrigérateurs comportent un bac situé en partie basse destiné au stockage du poisson frais, c'est là où la température est minimale.
Notons que le poisson frais doit être consommé le plus rapidement possible.
La durée de stockage du poisson surgelé doit être aussi limitée : oxydation des graisses, dessiccation, etc.

Remarques

La description succincte de la chaîne du froid ci-dessus montre le grand nombre de maillons de cette chaîne. Il en découle une grande variété des équipements et une puissance frigorifique globale très importante nécessaire à la commercialisation des produits aquatiques.
Le poisson frais est une denrée hautement périssable qui se dégrade très rapidement à la température ambiante, il convient donc idéalement de le maintenir à une température comprise entre 0 et + 2 °C depuis la capture jusqu'à la consommation.
Les produits surgelés doivent être maintenus à une température égale ou inférieure à – 18 °C.

27 • LA CHAÎNE DU FROID DU BEURRE

27.1 Généralités

La qualité finale d'un beurre dépend en premier lieu de la qualité du lait dont il est issu.
La qualité bactériologique du lait dépend de l'état sanitaire du troupeau, de l'hygiène de la traite et enfin de la conservation du lait avant la collecte.
La traite manuelle a pratiquement disparue. La traite mécanisée permet un transfert du lait de la mamelle de la vache au tank sans aucun contact humain. Les risques de contamination sont donc considérablement réduits.

27.2 Les tanks à lait

Pour ralentir le développement microbien, normal dans un liquide physiologique comme le lait, il est nécessaire de soumettre celui-ci à un refroidissement le plus tôt possible.
Les tanks à lait à la ferme maintiennent le lait à une température comprise entre 0 et 4 °C au maximum.

27.2.1 Description des tanks à lait

Un tank à lait consiste en une cuve intérieure et une cuve extérieure. La cuve intérieure est réalisée en acier inoxydable de qualité alimentaire.

L'espace entre les 2 cuves est rempli de mousse de polyuréthane injectée in situ. Un ou plusieurs agitateurs sont nécessaires afin de permettre un refroidissement homogène du lait.
Les tanks à lait de petite capacité sont de type ouvert (entre 200 et 2 000 litres, figure 27.1).
Les tanks à lait de grande capacité sont de type fermé (jusqu'à 20 000 litres et au-delà).

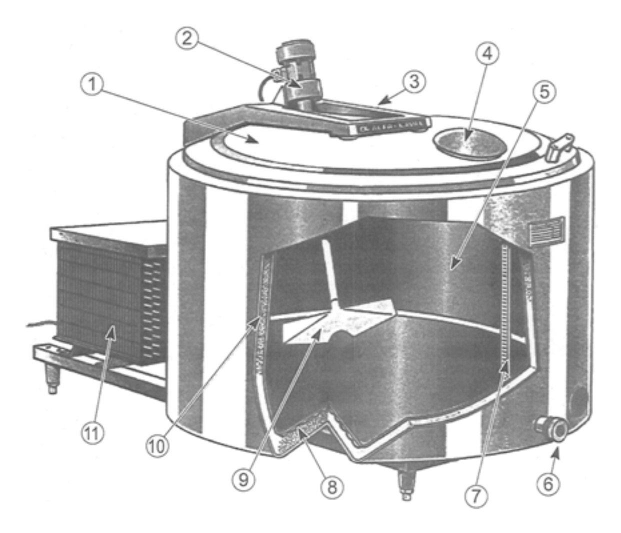


Figure 27.1 – Vue d'un tank à lait ouvert (doc. Alfa Laval).

1 : couvercle en acier inoxydable ; **2** : moto-réducteur ; **3** : charnière ; **4** : orifice de remplissage ; **5** : cuve intérieure en acier inoxydable ; **6** : bouchon de vidange ; **7** : pige graduée ; **8** : évaporateur ; **9** : agitateur ; **10** : isolation en mousse de polyuréthane injectée in situ ; **11** : groupe frigorifique à détente directe à condensation par air.

Les tanks à lait peuvent être à expansion directe. La cuve intérieure est alors associée à un serpentin qui fait office d'évaporateur.
La régulation est systématiquement de type « tirage au vide ». Cette sujétion est liée à la température élevée de l'eau de nettoyage.

Le fluide frigorigène était généralement le R22. Ce fluide étant chloré, il est de plus en plus remplacé par le R404 A.
Les tanks à lait peuvent être aussi refroidi à partir de fluide frigoporteur : l'eau glacée. Ils peuvent aussi être à production de glace, ce qui permet de réduire la puissance instantanée du groupe frigorifique.
L'eau chaude nécessaire au lavage représente une importante dépense d'énergie, il est possible de réduire très significativement ces dépenses en récupérant la chaleur de désurchauffe du fluide frigorigène.
La plupart des tanks ont un système de lavage automatique qui utilise l'eau chaude et froide associée à des produits de nettoyage acides et basiques.
Beaucoup de tanks récents comportent des thermomètres enregistreurs avec émission d'alarme en cas de dysfonctionnement.

27.2.2 Pré-refroidissement du lait

Sans pré-refroidissement, l'équipement frigorifique doit abaisser de lait de plus de 30 °C. L'énergie électrique alors nécessaire est donc importante (figure 27.2).
Si de l'eau de puits est disponible en quantité suffisante (ou l'eau d'un réseau), le pré-refroidissement du lait avant son introduction dans le tank permet un important gain énergétique.

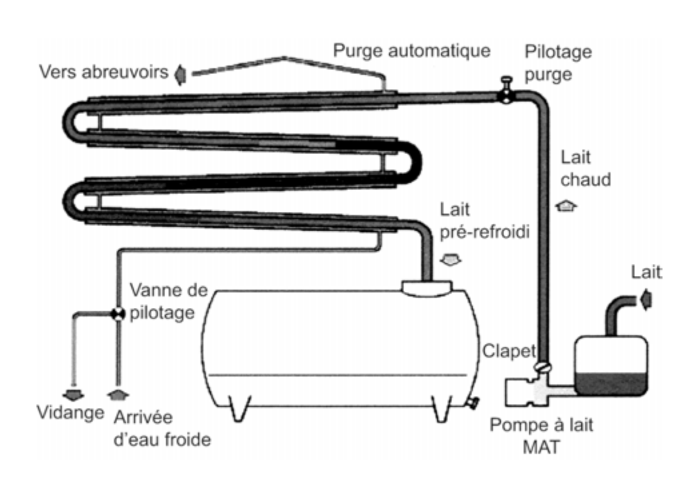


Figure 27.2 – Exemple de pré-refroidissement du lait.

B

CAS CONCRETS D'INSTALLATIONS

27.3 Collecte du lait

La collecte du lait se fait tous les jours ou tous les 2 jours. Elle est réalisée par des camions citernes isothermes.

27.4 Le lait à la laiterie

27.4.1 Généralités

Dès la sortie de la mamelle, le lait contient des micro-organismes, certains sont utiles (ferments lactiques, etc.), d'autres sont nuisibles voire pathogènes.
Le développement des micro-organismes doit donc être stoppé. Dans ce but, on a recours à la réfrigération, à la dessiccation ou encore à la pasteurisation.

27.4.2 Pasteurisation

Généralement la première étape à laquelle est soumis le lait dans la laiterie, la pasteurisation consiste en un chauffage à température élevée pendant un temps court. Cette opération est généralement réalisée dans des échangeurs à plaques.
Après la pasteurisation, il est impératif de ramener le lait à une température proche de 0 °C.

27.4.3 Réfrigération après pasteurisation

La réfrigération du lait après pasteurisation demande une puissance frigorifique instantanée importante.
Cette sujétion fait qu'un important volant de froid doit être disponible. Les laiteries sont donc équipées de bacs à eau glacée permettant un stockage de « frigories » plus ou moins important en fonction du volume de lait à traiter.
Ces bacs à eau glacée stockent le froid sous forme sensible (l'eau glacée et la glace en dessous de 0 °C) mais surtout sous forme latente (la glace).
Les évaporateurs équipant ces bacs à eau glacée sont de type « herse », pendant la période de stockage, de la glace se forme sur les tubes, une régulation spécifique permet d'en garantir l'épaisseur.

Principe simplifié de calcul d'un bac à eau glacée :
On ne tiendra compte ici que de la chaleur latente de fusion de la glace (qui est de beaucoup la plus efficace).
Soit 10 000 litres de lait à refroidir de 22 °C à + 2 °C.
Chaleur sensible du lait :

$$C = 3{,}76 \text{ kJ/kg} \,.\text{°C}$$

Production de froid nécessaire :

$$Q = M \times C \times \Lambda\theta = 10\ 000 \times 3{,}76 \times 20 = 752\ 000 \text{ kJ.}$$

Chaleur latente de fusion de la glace à 0 °C :

$$L_v = 334{,}4 \text{ kJ/kg}$$

Masse de glace nécessaire :

$$Q_m = 752\ 000 \ / \ 334{,}4 = 2\ 249 \text{ kg.}$$

Le refroidissement du lait demande donc ici la fusion de 2 249 kg de glace.
Les sous-produits du lait sont nombreux, nous ne nous intéressons ici qu'au beurre. Le lait est alors écrémé.
Certaines laiteries réalisent l'ensemble des opérations permettant l'obtention des différents produits finis. D'autres laiteries ne produisent pas de beurre. La crème est alors dirigée vers des entités ne produisant que le beurre. Ces usines sont alors appelées beurreries.

27.5 Beurrerie

La chaîne du froid d'une beurrerie comporte 3 maillons principaux qui sont : un bac à eau glacée permettant le refroidissement après pasteurisation, le traitement de l'air des locaux de conditionnement et enfin des chambres froides pour les produits finis (figure 27.3).



Figure 27.3 – Citernes de stockage de la crème à la réception (Beurrerie Bridel du groupe Lactalis).

27.5.1 Équipement frigorifique du bac à eau glacée

Dès réception, la crème est pasteurisée, ce qui implique un refroidissement immédiat efficace. Le stockage du froid en bac à eau glacée est donc nécessaire (figures 27.4 et 27.5).

Description succincte de l'installation :

– Fluide frigorigène R 717 (ammoniac).
– Compresseurs : Compresseurs ouverts à pistons.
– Condenseur à eau à plaques, ce condenseur permet l'obtention d'eau chaude servant au process. Le fluide frigorigène liquéfié est injecté dans la bouteille basse pression à partir d'un flotteur haute pression.
– Condenseur évaporatif. Ce condenseur évaporatif, grâce à une approche faible permet une haute pression faible. Le fluide liquéfié est admis dans la bouteille basse pression à partir d'un flotteur haute pression.
– Bouteille basse pression. Cette bouteille basse pression permet l'alimentation par pompe de l'évaporateur.
– Pompe à fluide frigorigène. Le débit de ces pompes permet un taux de recirculation de **4**.
– Évaporateur. De type herse, il permet la formation de glace avec épaisseur contrôlée.

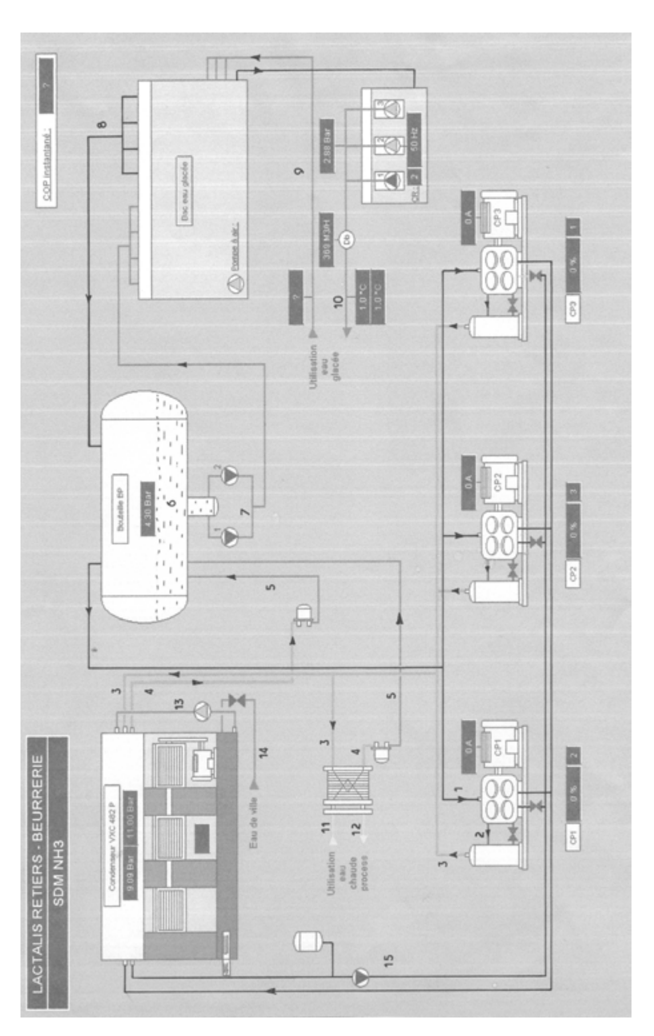


Figure 27.4 – Schéma de principe de l'installation frigorifique permettant le stockage du froid (doc. Seriaco).

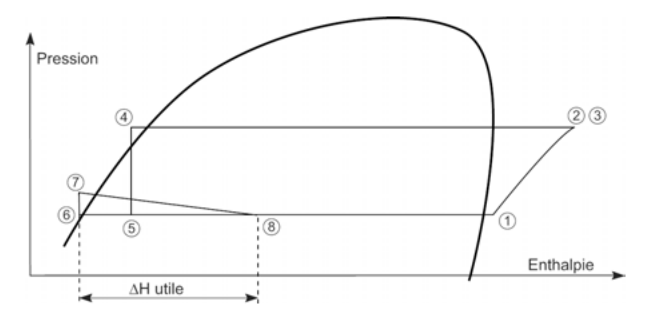


Figure 27.5 – Principe du cycle de fonctionnement sur diagramme enthalpique.

1 : fluide frigorigène gazeux à la basse pression ; **2** : fluide frigorigène gazeux à la haute pression ; **3** : fluide frigorigène gazeux à la haute pression déshuilé ; **4** : fluide frigorigène liquide à la haute pression ; **5** : fluide frigorigène à la basse pression à l'état saturant ; **6** : fluide frigorigène 100 % liquide à la basse pression ; **7** : fluide frigorigène liquide à la pression BP + HMT de la pompe à fluide frigorigène ; **8** : fluide frigorigène à l'état saturant (environ 1/3 gaz et 2/3 liquide en masse) ; **9** : retour de l'eau glacée à environ 6 °C ; **10** : départ de l'eau glacée à + 1 °C ; **11** : retour de l'eau chaude process ; **12** : départ de l'eau chaude process ; **13** : eau recyclée dans le condenseur à chaleur latente ; **14** : eau de ville d'appoint.

Caractéristiques quantitatives de l'installation de stockage du froid de cette usine :

– La capacité de stockage est de 4 940 kWh.
– La durée de la charge est de 8 heures.
– La durée de la décharge est de 4 heures.

Nous négligerons ici le stockage lié à la chaleur sensible de l'eau et de la glace et considérerons le stockage uniquement latent (1 kWh = 3 600 kJ).

Chaleur latente de changement d'état de l'eau en glace (à 0 °C) :

$$L_v = 334{,}4 \text{ kJ/kg}$$

Quantité de glace stockée :

$$Q_m = \frac{4\,940 \times 3\,600}{334{,}4} = 53\,182 \text{ kg}$$

Puissance frigorifique nécessaire lors de la charge :

$$P = \frac{4\,940 \times 3\,600}{3 \times 3\,600} = 617{,}5 \text{ kW}$$

Puissance frigorifique disponible lors de la décharge :

$$P = \frac{4\,940 \times 3\,600}{4 \times 3\,600} = 1\,235 \text{ kW}$$

Le bac à eau glacée ici a un volume de 96 m^3.



Figure 27.6 – Vue partielle de la salle des machines.

La salle des machines de la figure 27.6 comporte 3 groupes ouverts fonctionnant à l'ammoniac. Chaque compresseur a une cylindrée de 550 m^3/h. Les moteurs d'entraînement ont une puissance de 110 kW.

27.5.2 Locaux permettant le conditionnement

Après la pasteurisation, la crème est soumise à maturation.
Lors de la pasteurisation, les ferments lactiques ont été éliminés, il est donc nécessaire de réensemencer à partir de ferments spécifiques. Ces ferments contribueront à donner les qualités olfactives et gustatives du produit fini.
La crème est ensuit barattée, ce qui permet l'obtention du beurre et du petit lait. Le beurre est ensuite conditionné en fonction des besoins du marché.
Toutes ces opérations se font dans des ambiances réfrigérées à partir d'évaporateurs de type plafonnier à convection forcée (figure 27.7).

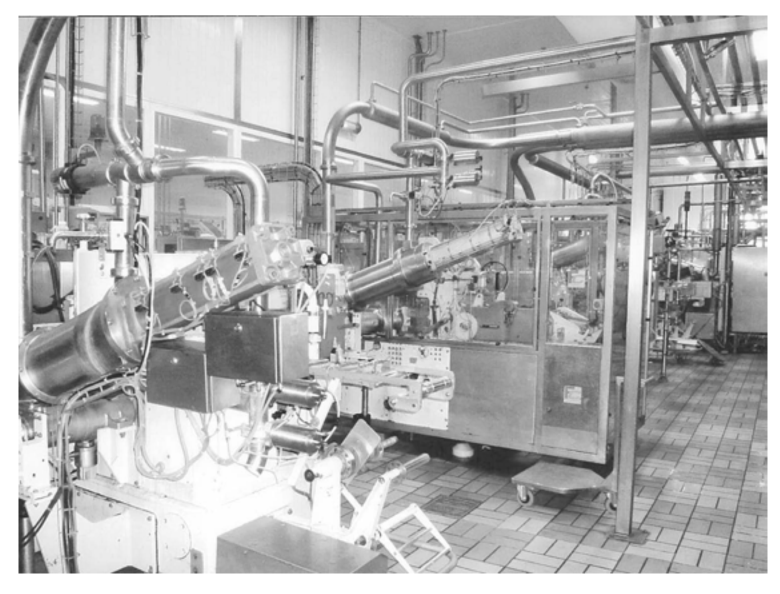


Figure 27.7 – Vue partielle de la salle de conditionnement.

27.5.3 Locaux de stockage

Les produits finis sont stockés dans des chambres froides avant expédition (figure 27.8). La température dans ces chambres de stockage est comprise entre 0 et + 2 °C.
Le fluide frigorigène utilisé est le R 404A.
L'installation fonctionnant avec une température d'ébullition supérieure à **– 10 °C,** la compression est monoétagée sans spécificité particulière.
Caractéristiques physiques thermiques du beurre :

– Chaleur spécifique avant congélation : C = 2,5 kJ/kg .°C.
– Chaleur latente de congélation : L_v = 54 kJ/kg.
– Chaleur spécifique après congélation : C = 1,4 kJ/kg .°C.



Figure 27.8 – Vue partielle d'une chambre froide de stockage des produits finis.

28 • LA CHAÎNE DU FROID DU SAUCISSON SEC

28.1 Généralités

Le saucisson sec est un produit qui appartient à la famille des produits divisés, fermentés séchés.
Il peut être fabriqué à base de porc et de bœuf essentiellement, quelquefois mélangé avec de l'âne, de la chèvre, etc. C'est un mélange de viande et de gras haché, salé, aromatisé, subissant un processus de fermentation et de séchage.
La maîtrise du procédé nécessite le respect de certaines règles pratiques.
Les différentes viandes nécessaires à la fabrication des saucissons proviennent d'abattoirs dont la chaîne du froid succincte est la suivante :
Aussitôt après l'abattage, les carcasses sont dirigées dans une chambre ou un tunnel de ressuage. L'opération de ressuage consiste à abaisser le plus rapidement possible la température à cœur. Lors de cette opération, un taux de brassage élevé est nécessaire, il s'ensuit une certaine dessiccation.
Les carcasses sont ensuite introduites dans des chambres de conservation dont la température varie entre 0 et 2 °C. Elles sont ensuite découpées, désossées, préparées dans un laboratoire où l'ambiance doit faire un compromis entre la bonne conservation de la viande et le confort des individus.
La viande est enfin présentée préparée ou en carcasse en salle des ventes où s'effectuent les transactions commerciales.
Nous nous limiterons ici à la chaîne du froid chez le fabricant de saucisson.

28.2 Matériel spécifique du fabricant de saucisson : le matériel d'étuvage et de séchage

Ce matériel permet le traitement de l'air par régulation de la température et de l'hygrométrie. Il est constitué d'un conditionneur ainsi que d'un réseau aéraulique comportant une reprise et un soufflage (figure 28.1).

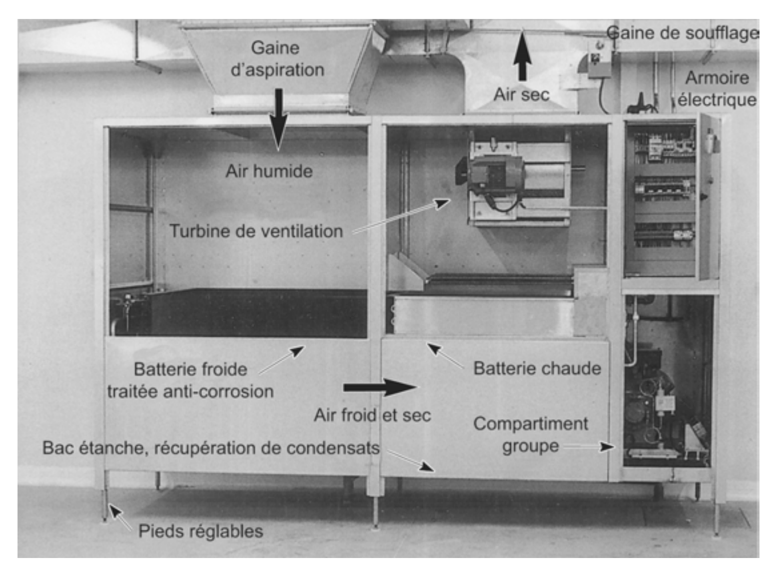


Figure 28.1 – Conditionneur d'air spécifique des séchoirs à saucissons (doc. Arcos ; contact : www.arcos-agro.com).

28.2.1 Étuve

Elle permet d'assurer la phase d'étuvage ainsi que la phase d'égouttage pour certains produits.

Les étuves modernes fonctionnent en circuit fermé avec régulation numérique de la température et de l'hygrométrie. La régulation agit sur la production frigorifique et sur le chauffage.

28.2.2 Séchoir

Il permet d'assurer les phases de séchage à une température et une hygrométrie définies. Les séchoirs modernes ont le même type de fonctionnement que l'étuve ci-dessus mais avec une température, une hygrométrie et une ventilation adaptée au traitement à réaliser.

28.3 Étapes de la fabrication

Les étapes de la fabrication sont les suivantes :

– élaboration de la recette ;
– pré-découpe et pré-mélange ;
– mélange ;
– embossage ;
– ensemencement de la surface ;
– repos de la mêlée ;
– étuvage ;
– séchage.

28.3.1 Étuvage

L'étuvage consiste à porter le saucisson à une température de 20 à 24 °C dans des conditions d'hygrométrie variables et contrôlées. Ses buts sont :

– de favoriser le développement de la flore interne responsable des fermentations nécessaires à la bonne maturation des saucissons ;
– d'assurer un début de dessiccation qui permet de réduire la durée de séchage et d'éviter un excès d'humidité à la surface du boyau (développement excessif de fleur de surface).

L'étuvage assure une sécurité et une régularité dans la fabrication. Les saucissons non étuvés se caractérisent par leur irrégularité.
Programme d'étuvage :

– phase de montée en température par paliers successifs avec une hygrométrie élevée ;

– étuvage proprement dit à 24 °C environ avec une hygrométrie plus basse (séchage) ;
– phase de descente en température, fleurissement et début de séchage.

En sortie d'étuvage, la surface du produit doit être sèche, non collante, sans croûtage. Une fleur de surface doit apparaître en plus ou moins grande quantité selon l'ensemencement ou pas.

28.3.2 Séchage

L'étuvage et le séchage ont pour but, entre autres, d'éliminer une partie de l'eau contenue dans les saucissons, en respectant certaines conditions de température, d'hygrométrie, de vitesse et de débit d'air.
Le séchage consiste à faire passer sur les produits un courant d'air sec qui, à leur contact, se charge de vapeur d'eau (figure 28.2).

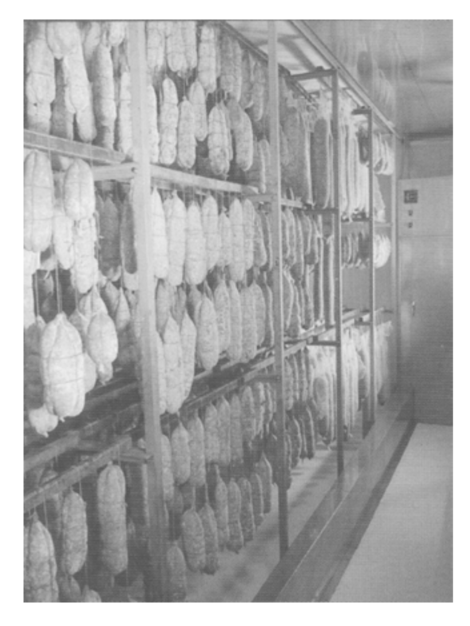


Figure 28.2 – Vue d'un séchoir à saucisson (doc. Arcos).

Dans un séchoir, un paramètre fixe est la vitesse de l'air. La température et l'hygrométrie seront variables en fonction du produit, de l'utilisation ou non de fleur de surface, du boyau utilisé, etc.
En règle générale, la température est de l'ordre de 12 à 14 °C et l'hygrométrie se règle entre 65 et 85 %.

28.4 Évolutions psychrométriques

La vitesse et l'importance de la dessiccation jouent un grand rôle dans la qualité du produit fini. Une hygrométrie élevée est combattue par une batterie froide humide après laquelle on dispose une batterie de chauffage (figure 28.3) :

– L'évolution **1-2** correspond à l'évolution de l'air dans la batterie froide.
– L'évolution **2-3** correspond à l'évolution de l'air sur la batterie de chauffage.
– L'évolution **3-1** correspond à l'évolution de l'air dans le séchoir.

Dans le séchoir, le poids d'eau par kilogramme d'air augmente et la température sèche diminue (tableau 28.1).

Rappel

La chaleur latente d'évaporation de l'eau est donnée par la formule suivante :

$$L_v = 2538 - 2{,}9\ \mathrm{t}$$

Si, dans le séchoir, la température moyenne est de 15 °C, la chaleur nécessaire à l'évaporation d'un kilogramme d'eau est donc :

$$Q_l = 2\,538 - (2{,}9 \times 15) = 2\,494{,}5\ \mathrm{kJ}$$

Dans le séchoir, l'air évolue donc à hygrométrie absolue croissante et à température sèche décroissante.

Tableau 28.1 – Grandeurs psychrométriques des différents points caractéristiques.

	Caractéristiques physiques						
	θ_s (°C)	θ_h (°C)	θ_r (°C)	H (kJ/kg)	Φ (%)	w (g/kg)	v (m^3/kg)
1	14	12	10,5	34	80	8	0,82
2	7,5	7,5	7,5	23,5	100	6,5	0,805
3	16	11	7,5	32	58	6,5	0,825

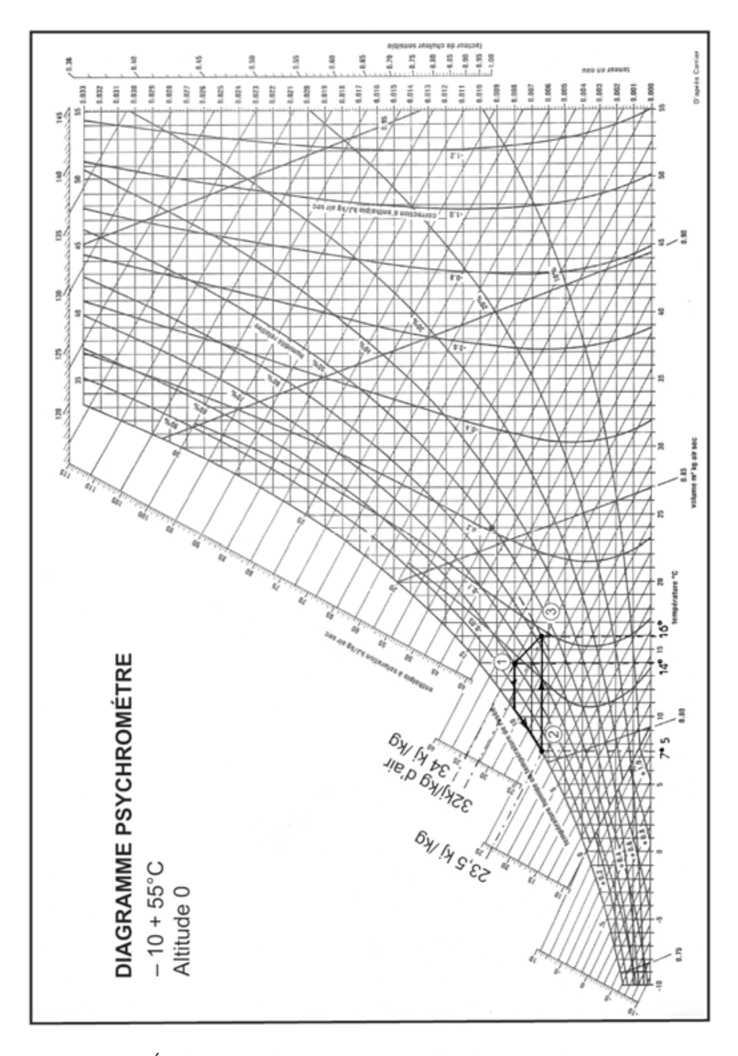


Figure 28.3 – Évolution psychrométrique possible dans un séchoir à saucisson.

28.5 Séchage thermodynamique

Le processus de fabrication du saucisson sec demande une production de froid et une production de chaleur :

– Le froid peut être à détente directe ou à eau glacée.
– Le chauffage peut être à eau chaude ou électrique.

Une autre solution beaucoup plus économique sur le plan énergétique consiste dans l'utilisation d'une pompe à chaleur (PAC).

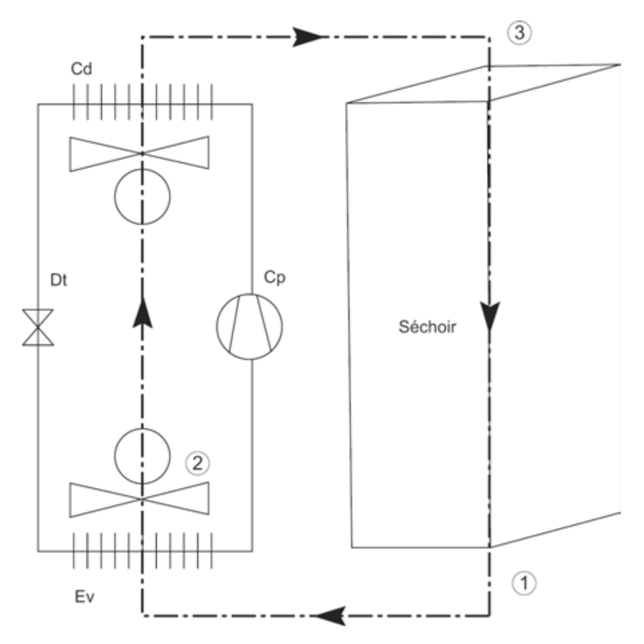


Figure 28.4 – Schéma de principe d'un séchage thermodynamique.

Sur les figures 28.3 et 28.4, l'évolution **1-2** correspond à l'évolution de l'air sur l'évaporateur (Ev), l'évolution **2-3** correspond à l'évolution de l'air sur le condenseur (Cd), l'évolution dans le séchoir correspond à l'évolution **3-1**.

B

CAS CONCRETS D'INSTALLATIONS

Dans cette application, les pompes à chaleur présentent d'excellentes performances énergétiques (figure 28.5).

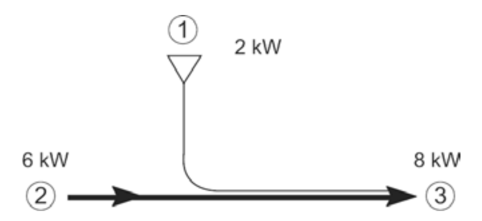


Figure 28.5 – Exemple de puissance mises en jeu dans une pompe à chaleur.

1 : puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur ; **2** : puissance frigorifique ; **3** : puissance disponible au condenseur.

Rendement énergétique global ou COP de cette machine :

$$\eta = \frac{6 + 8}{2} = 7$$

Remarque

Les puissances prises en exemple ici sont des valeurs moyennes pour ce type d'application. Elles peuvent varier largement en fonction des conditions de marche, de la technologie utilisée, etc.

28.6 Ventilation

L'une des qualités importantes d'un séchoir est l'homogénéité de la ventilation. Dans une zone sous-ventilée, la dessiccation est insuffisante. À l'inverse dans une zone surventilée, la dessiccation peut-être excessive, la qualité du produit fini ne pourra être qu'aléatoire.
Dans un séchoir, la conception du réseau aéraulique revêt donc une grande importance (figures 28.6 et 28.7).

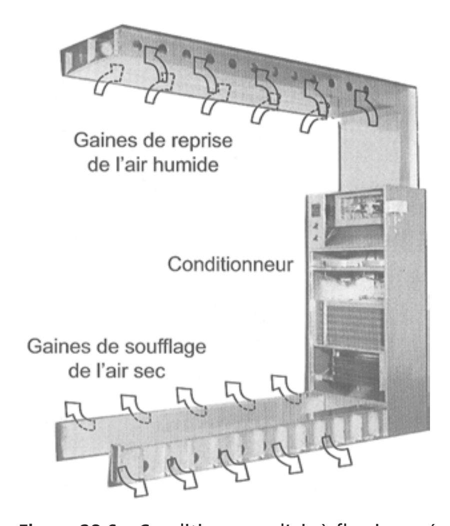


Figure 28.6 – Conditionneur d'air à flux inversé associé au réseau aéraulique (doc. Arcos).

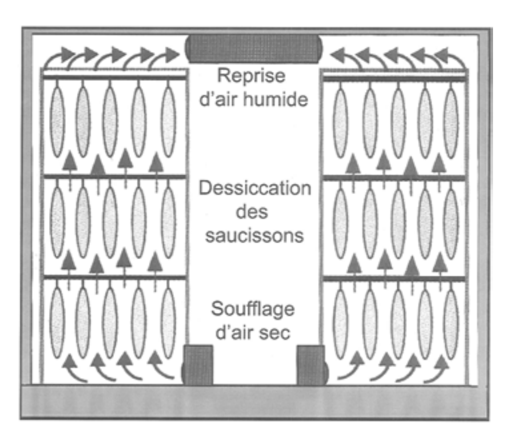


Figure 28.7 – Exemple de circulation de l'air dans un séchoir (doc Arcos).

28.7 Régulation

La plupart des séchoirs modernes actuels comportent une régulation numérique (figure 28.8).

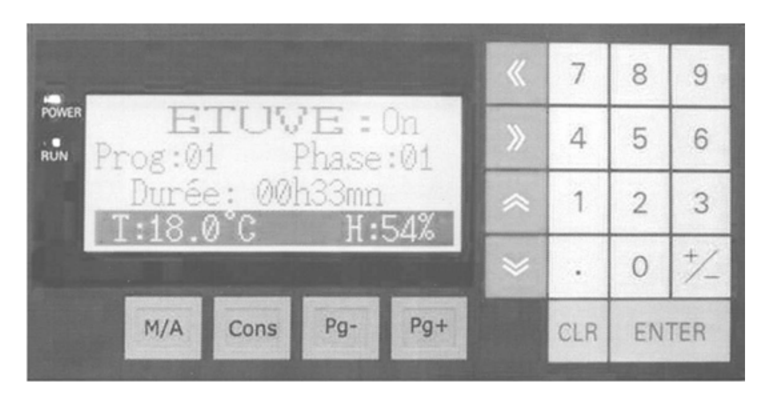


Figure 28.8 – Vue de la façade d'un régulateur automate dédié aux séchoirs (doc. Arcos).

Ce régulateur automate permet la régulation des différents processus. Il permet la visualisation du cycle en cours dans la cellule et la mise en mémoire permanente de 14 programmes de traitement. Chaque programme est composé de 14 phases maximum qui s'enchaînent afin d'assurer le traitement programmé.

Pour chaque phase, il est possible de modifier les consignes : durée, température, hygrométrie et le temps de marche de la ventilation.

29 • FABRICATION DE LA BIÈRE

29.1 Constituants de la bière

– L'eau. Il faut près de 10 litres d'eau pour fabriquer un litre de bière. La qualité de l'eau interfère largement sur la qualité finale de la bière.

– Le malt. Le malt est de l'orge germée artificiellement, séchée puis réduite en farine.
– Les grains crus. Dans beaucoup de pays, la législation autorise l'utilisation de produits de remplacement du malt dans des proportions données. Il s'agit de riz, de blé etc.
– Le houblon. Le houblon est utilisé comme aromatisant depuis plusieurs siècles.
– Les levures : permettent la fermentation alcoolique mais donnent aussi le goût et le parfum.

29.2 Fabrication de la bière

29.2.1 Processus simplifié de fabrication de la bière

La figure 29.1 schématise les différentes étapes de fabrication de la bière.

Remarque

Entre la pasteurisation (**13**) et le conditionnement (**14**), un refroidissement efficace est bien sûr nécessaire.

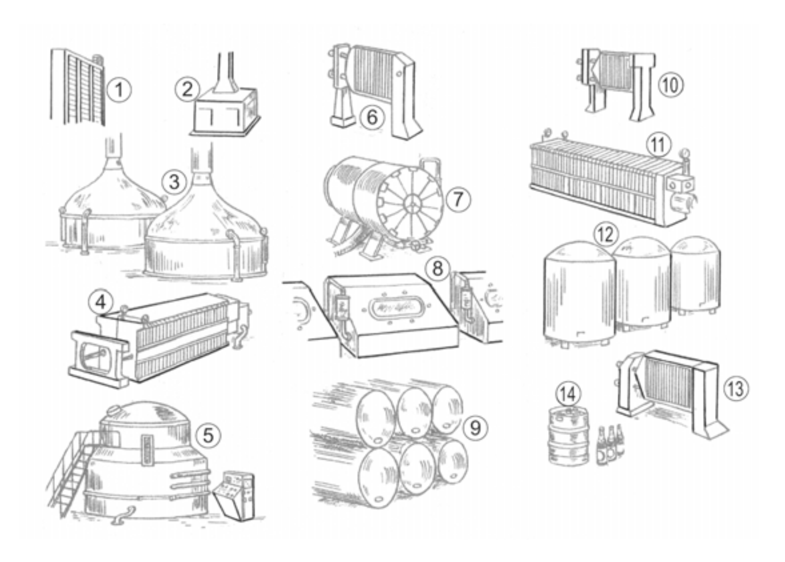


Figure 29.1 – Différentes étapes de fabrication de la bière.

1 : silo à malt ; **2** : concasseur ; **3** : chaudières ; **4** : filtres ; **5** : chaudières ; **6** : refroidissement (échangeur à plaques) ; **7** : filtre à moût froid ; **8** : cuves de fermentation ; **9** : tank de garde ; **10** : refroidissement ; **11** : filtre ; **12** : tank à bière filtrée ; **13** : pasteurisation ; **14** produit fini avec différents conditionnements.

29.2.2 Empâtage du malt

Il convient d'obtenir un mélange intime avec de l'eau afin d'obtenir une suspension épaisse à environ 50 °C. La température est ensuite portée à environ 68 °C ce qui permet à l'amidon de se gorger d'eau, créant ainsi un empois. Cet empois est ensuite liquéfié grâce à un phénomène enzymatique.
L'ensemble des opérations ci-dessus a pour but d'obtenir la solubilisation la plus complète possible de l'amidon.
Quelques opérations spécifiques ensuite permettront de transformer l'amidon en dextrine, ces différentes opérations étant réalisées à des températures bien spécifiques.

29.2.3 Filtration

Cette opération permet de séparer le moût ainsi obtenu des matières cellulosiques non solubles et indésirables provenant du malt.

29.2.4 Ébullition

Le moût filtré est porté à ébullition. C'est à ce stade que l'on introduit le houblon.

29.2.5 Fermentations

Après l'ébullition (**5**), le moût est refroidi au niveau d'un échangeur à plaques (**6**). Le moût est ensuite épuré (**7**) avant d'être stocké dans des cuves de fermentation (**8**) où il est incorporé des levures.
Dans ces cuves de fermentation, s'opère une première fermentation appelée fermentation principale.
Lorsque le moût est fermenté à environ 75 %, il est stocké dans des tanks de garde où s'opérera la fermentation secondaire. La fermentation secondaire est lente (entre 15 et 40 jours). Ces tanks de garde sont stockés dans des ambiances dont la température est proche de 0 °C.

29.2.6 Filtration

À la fin de la garde, la filtration a pour but d'éliminer toutes les impuretés afin de donner à la bière les qualités de limpidité et de brillance.
Cette filtration est d'autant plus efficace que la bière en amont est à une température basse.

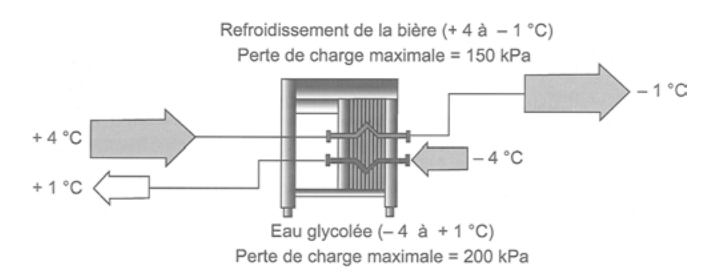


Figure 29.2 – Échangeur à plaques (doc. Alfa Laval).

Exemple – Bière avant la filtration (figure 29.2) :
La température de congélation de la bière est de – 2 °C, la valeur de – 1 °C ci-dessus est donc une valeur minimale. La circulation à contre-courant est une sécurité supplémentaire contre la congélation.
Pour que la bière conserve son CO_2, il convient de ne pas dépasser une vitesse de 1,5 m/s dans les canalisations et de 2 m/s dans l'échangeur.

29.2.7 Flash pasteurisateur

Afin d'éviter tout problème, il est procédé en fin de processus de fabrication à une pasteurisation (**13**).

29.3 Conclusions et remarques

Le processus décrit ici est succinct et général, chaque fabricant, chaque type de bière demandant un programme de fabrication bien spécifique quant aux températures, aux durées, etc.
La bière est un produit noble, sa fabrication demande un grand respect dans les principes de fabrication allant de la sélection de la matière première au demi présenté sur le comptoir de la brasserie.
L'élaboration d'une bonne bière demande donc :

- de grandes quantités d'eau ;
- une importante quantité de chaleur ;
- une production frigorifique importante ;
- une vigilance très importante quant au respect de l'hygiène ;
- un personnel motivé, responsable et très bien formé.

Les brasseries disposent donc de centrales frigorifiques de grande puissance en adéquation avec le volume de bière produit.
La centrale, figure 29.3, développe une puissance frigorifique totale de 1 600 kW et produit de l'eau glycolée à – 5 °C.



Figure 29.3 – Centrale frigorifique d'une brasserie.

C

Cas concrets de pannes et dépannages

30 • DÉFAUT DE CONCEPTION D'UN COLLECTEUR D'ASPIRATION

30.1 Éléments succincts de l'installation

Nous considérons une installation frigorifique fonctionnant au R 404A.
Les évaporateurs sont à alimentation sèche.
La centrale frigorifique comporte quatre compresseurs de type semi-hermétique à pistons. Chaque compresseur aspire dans un collecteur commun.

30.2 Coups de liquide

À intervalles « trop » rapprochés, il est constaté des coups de liquide entraînant des bris mécaniques des compresseurs.

30.3 Intervention

Lors du remplacement d'un compresseur défectueux, les contrôles systématiques suivants sont effectués :

– contrôle de l'étanchéité des électrovannes liquide ;
– contrôle des différentes surchauffes ;
– contrôle des dégivrages et de leurs automatismes ;
– contrôle des débits d'air des différents évaporateurs.

Les problèmes n'étant toujours pas résolus, les soupçons se portent sur le collecteur d'aspiration. Un nouveau collecteur est fabriqué et installé en lieu et place de l'ancien (figure 30.1).

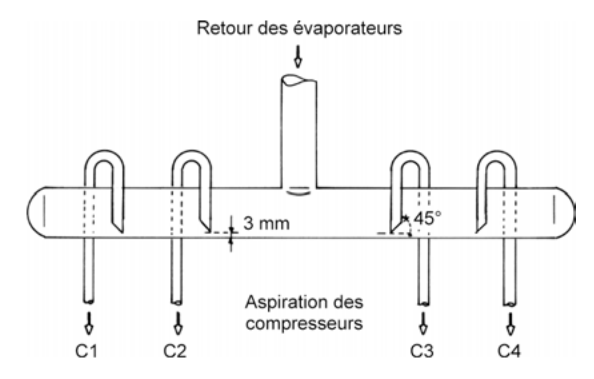


Figure 30.1 – Schéma de principe du collecteur de remplacement.

Le collecteur d'origine est découpé et étudié : une faute de conception patente est constatée, comme le fait apparaître la figure 30.2.

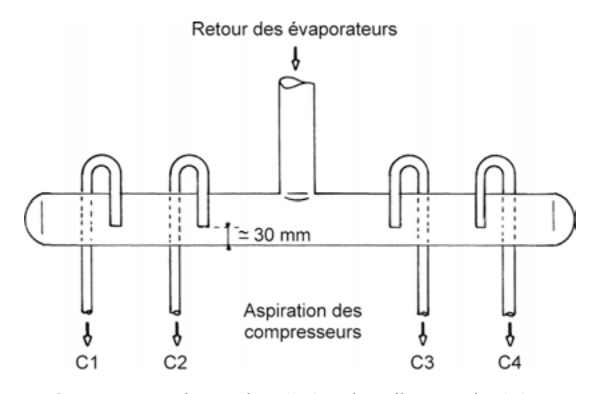


Figure 30.2 – Schéma de principe du collecteur d'origine.

30.4 Constatations et conclusion

Les différentes aspirations dans le collecteur n'étaient pas réalisées de façon rigoureusement homogène, étaient peu ou pas biseautées et trop éloignées du bas du collecteur (figure 30.2). La quantité d'huile stockée dans ce collecteur était donc excessive et les retours très hétérogènes, d'où les coups de liquide.

31 • DÉFAUT DE CONCEPTION DE BOUTEILLES SÉPARATRICES

31.1 Éléments succincts de l'installation

– L'installation est une chocolaterie (figure 31.1 page suivante).
– Le fluide frigorigène est l'ammoniac.
– Les évaporateurs sont alimentés par regorgement à partir de bouteilles séparatrices disposées au droit des évaporateurs dans les combles.
– L'installation est de type monoétagé.
– Les compresseurs sont de type ouvert à pistons.
– La régulation des compresseurs s'effectue à partir de la basse pression.
– L'huile est récupérée manuellement aux différents points bas de la partie basse pression.

31.2 Casse mécanique

Cette installation est l'objet de défaillances de compresseurs (casse mécanique) consécutivement à des coups de liquide.

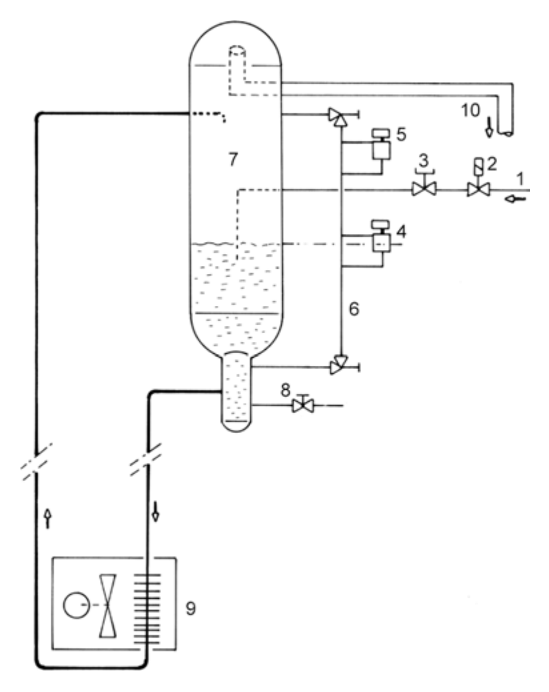


Figure 31.1 – Schéma de principe partiel de l'installation étudiée.

1 : ligne liquide ; **2** : électrovanne liquide ; **3** : régleur manuel ; **4** : contrôleur de niveau (régulation) ; **5** : contrôleur de niveau (sécurité haute) ; **6** : tube de givrage ; **7** : bouteille séparatrice ; **8** : robinet permettant la purge de l'huile ; **9** : évaporateur ; **10** : conduite d'aspiration.

31.3 Dépannage

Les électrovannes liquides ont d'abord été mises en cause. Elles ont donc été remplacées. Les régleurs manuels ont été réétalonnés, les purges d'huile ont été plus fréquentes.
Or, les problèmes n'ont pas cessé.

Il a alors été décidé d'analyser de façon permanente le niveau de l'ammoniac dans les différentes bouteilles séparatrices à partir du suivi des températures dans les tubes de givrage des différents séparateurs.
Il a alors été constaté que, lors d'enclenchements rapprochés de plusieurs compresseurs, le niveau augmentait très sensiblement dans le tube de givrage bien que l'électrovanne liquide correspondante soit hors tension ; dans quelques cas, la phase liquide occupait tout le volume de la bouteille séparatrice, d'où les coups de liquide.

31.4 Explication

Lors d'une baisse brutale de la basse pression, l'ammoniac liquide entre en ébullition : cela provoque l'apparition d'une multitude de bulles au sein du liquide, d'où son expansion et, parfois, les débordements dans les conduites d'aspiration.

31.5 Solutions envisagées et remèdes

– Première solution : une bouteille anti-coup de liquide en salle des machines aurait permis de mettre un terme aux problèmes.
– Deuxième solution : le volume libre d'expansion dans les bouteilles séparatrices s'avérant en fait insuffisant, il conviendrait de l'augmenter en remplaçant les séparateurs d'origine.

C'est la seconde solution qui a été retenue, la place disponible en salle des machines s'avérant insuffisante pour installer une bouteille anti-coup de liquide.

32 • DÉFAUT DE CONCEPTION DE POMPES À FLUIDE FRIGORIGÈNE

32.1 Éléments succincts de l'installation

– Patinoire fonctionnant au R 507 (figure 32.1 page suivante).
– L'installation est de type monoétagé.
– La bouteille séparatrice est alimentée en liquide à partir d'un régulateur à flotteur haute pression.
– Les faisceaux tubulaires sont alimentés en fluide frigorigène à partir de pompes.

32.2 Grippage des pompes

Les pompes à fluide frigorigène sont fréquemment l'objet de pannes telles que des blocages mécaniques (grippages).

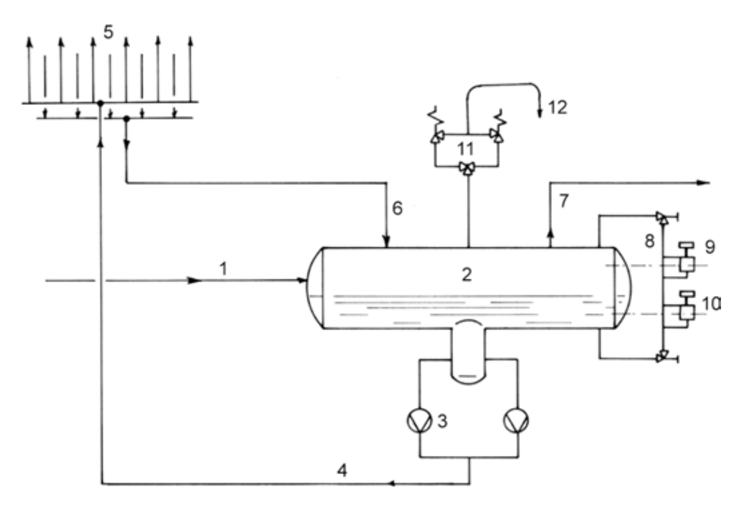


Figure 32.1 – Schéma de principe partiel de l'installation.

1 : arrivée du liquide provenant de la bouteille de réserve liquide *via* un régulateur à flotteur haute pression ; **2** : bouteille séparatrice ; **3** : pompe à fluide frigorigène ; **4** : tuyauterie de raccordement des pompes aux faisceaux tubulaires de la piste de patinage ; **5** : faisceaux tubulaires de la piste de patinage ; **6** : retour du fluide frigorigène saturant à la bouteille séparatrice ; **7** : tuyauterie d'aspiration ; **8** : tube de givrage ; **9** : contrôleur de niveau sécurité haute ; **10** : contrôleur de niveau sécurité basse ; **11** : sécurités contre les surpressions ; **12** : rejet (éventuel) du fluide frigorigène à l'extérieur.

32.3 Intervention

Le responsable de la maintenance du site remplace et répare les pompes défectueuses. Ces incidents mécaniques sont consécutifs à des désamorçages ou à la marche en cavitation.

On contrôle qu'aucun organe ne crée de perte de charge sur l'aspiration des pompes.

La bouteille séparatrice comportant des contrôleurs de niveau, leur fonctionnement est contrôlé, ce qui exclut le fonctionnement des pompes en cas de manque de fluide frigorigène.

À partir des courbes caractéristiques des pompes, il a été déterminé le débit volumique de fluide frigorigène. Les tuyauteries d'aspiration des pompes étant de diamètre connu, des calculs simples ont permis de constater une vitesse du liquide notoirement supérieure aux vitesses généralement admises (tableau 32.1). Cette vitesse élevée génère des pertes de charge excessives qui conduisent à l'apparition d'une phase gazeuse dans le fluide en amont de la pompe.
Ces valeurs sont généralement fournies par les fabricants de pompes à fluide frigorigène ; elles dépendent du type de fluide frigorigène, des conditions de marche ainsi que du type de pompe.

Tableau 32.1 – Exemple de débits maximaux admissibles.

∅ tuyauterie (mm)	Q_{max} ($m^3.h^{-1}$)	Vitesse max. du liquide ($m.s^{-1}$)
3/4″ (20)	0,7	0,5
1″ (25)	1,4	0,6
1″ 1/4 (32)	2,7	0,7
1″ 1/2 (42)	4,2	0,8
2″ (50)	7,3	0,85
70 × 2,9	10	0,85
76,1 × 2,9	14,5	1,1
88,9 × 3,2	21	1,1
108 × 3,6	36	1,25
133 × 4	60	1,35
159 × 4,5	91	1,4
219,1 × 5,9	185	1,5

32.4 Constatations et conclusion

On a considéré que les problèmes de pompes étaient très probablement liés à ce défaut de conception, et les tuyauteries d'aspiration ont donc été modifiées (diamètre supérieur). Dans le même temps, les pompes ont pu être installées à un niveau légèrement inférieur, ce qui a permis d'augmenter la hauteur de la colonne de liquide à l'aspiration des pompes.
Ces modifications ayant été réalisées, le fonctionnement des pompes s'est avéré satisfaisant.

33 • ARRÊT DES COMPRESSEURS PAR LES PRESSOSTATS DIFFÉRENTIELS D'HUILE

33.1 Éléments succincts de l'installation

Les compresseurs sont de type volumétrique à pistons.

La lubrification s'effectue à partir de pompes à huile à engrenages.

Chaque compresseur est équipé d'un pressostat différentiel d'huile avec temporisation thermique incorporée.

L'installation fonctionne au R 22.

L'huile est chauffée à l'arrêt par des résistances de carter.

Il s'agit de chambres à pommes à atmosphère contrôlée.

La température à maintenir est 0/+ 2 °C.

Les composants spécifiques de l'huile sont analogues à ceux de la figure 33.1 (page suivante).

33.2 Coupures

Des arrêts de compresseurs sont causés par des coupures au niveau des pressostats différentiels d'huile. Ces coupures sont généralement constatées le matin et plutôt en saison froide.

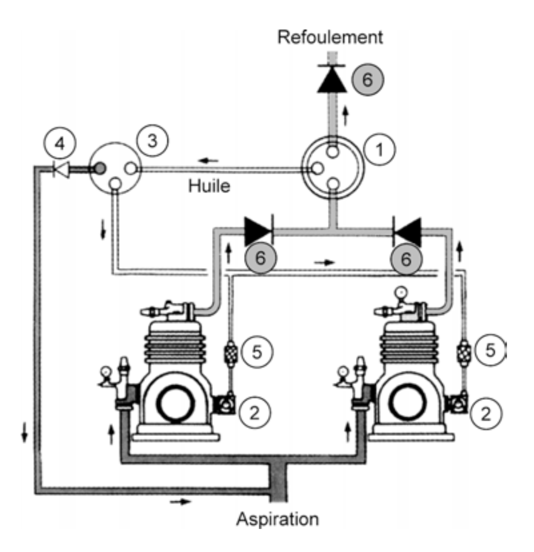


Figure 33.1 – Schéma de principe.

1 : séparateur d'huile ; **2** : régulateurs de niveau de carter ; **3** : réservoir d'huile ; **4** : clapet différentiel taré à 1,4 bar ; **5** : filtres à huile ; **6** : clapet anti-retour.

33.3 Intervention

On contrôle d'abord la compatibilité de l'huile avec le R 22 et les compresseurs.
La documentation technique des compresseurs indique une pression différentielle d'huile de 3 bars.
En fonctionnement, les manomètres d'huile indiquent 3 bars au-dessus de la basse pression.
Les pressostats différentiels d'huile sont réglés à 1 bar de pression différentielle minimale.
Le fonctionnement des pressostats est contrôlé à partir de l'enclenchement de l'installation en demande de froid, les moteurs des compresseurs étant déconnectés. Leur fonctionnement s'avère correct.
Les résistances de carter sont contrôlées ; elles sont alimentées lors des arrêts des compresseurs.

La pression dans la bouteille de réserve d'huile est contrôlée : elle est effectivement supérieure de 1,4 bar à la basse pression.
Analyse des pressions relevées sur l'installation en fonctionnement (figure 33.2) :

– p_1 : pression mesurée à la vanne d'aspiration : **3 bars**.
– p_2 : pression relevée dans la bouteille de réserve d'huile : **4,4 bars**.
– p_3 : pression relevée sur le refoulement de la pompe à huile : 7 **bars**.
– p_4 : pression relevée sur la prise manometrique de la vanne de refoulement : **14 bars**.

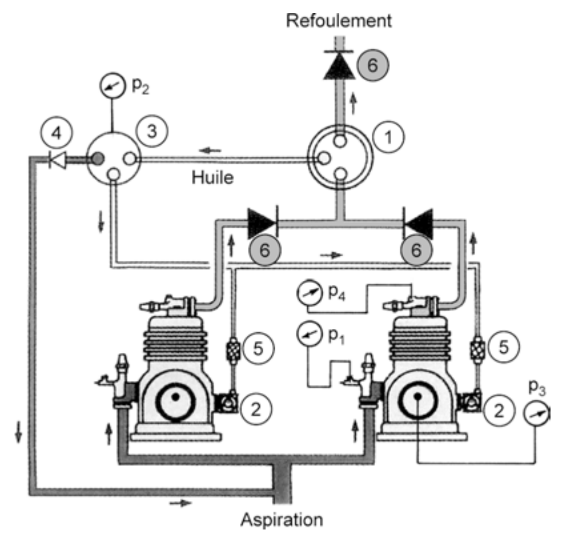


Figure 33.2 – Analyse des pressions relevées sur l'installation en fonctionnement.

En fonctionnement, les pressions s'avèrent toutes correctes.
En dernier lieu, on étudie l'huile dans les carters lors des démarrages. On constate que, lors de températures basses en salle des machines, l'huile émulsionne… malgré la faible pression contrôlée dans la bouteille de réserve d'huile (4,4 bars).

Il semble donc que l'huile injectée dans les carters conserve une teneur en fluide frigorigène excessive.

33.4 Remèdes

Pour remédier à ce problème, un cordon chauffant auto-régulant a été enroulé autour de la bouteille de réserve d'huile. Les arrêts intermittents des compresseurs ont cessé.
Par extension, tous les réservoirs, bouteilles séparatrices d'aspiration, bouteilles diverses contenant de l'huile « devraient » être pourvus de colliers électriques chauffants.

34 • ÉVOLUTION DES PRODUITS

Beaucoup de produits évoluent actuellement pour les raisons principales suivantes :

– La recherche d'un confinement maximal du fluide frigorigène entraîne le remplacement de plus en plus fréquent des raccordements d'équipements par brides par des raccordements par soudure.
– Le dioxyde de carbone (CO_2) étant à nouveau utilisé comme fluide frigorigène, la pression de service du matériel polyvalent (utilisable avec le CO_2, l'ammoniac, les HCFC et les HFC) est fortement majorée.
– Les nouveaux produits doivent présenter une modularité et une flexibilité encore améliorées.
– La maintenance doit être facilitée.
– La gamme de puissance est généralement plus étendue.

Les exemples exposés dans cet aide-mémoire s'appuient sur différentes marques. À titre d'exemple, nous allons représenter l'évolution d'une vanne de la marque Danfoss (figures 34.1 et 34.2). Le nouveau modèle fait apparaître des connexions à souder (les brides sont source de fuites). On peut noter la pression de service portée à 52 bars.
Ces nouvelles vannes sont généralement de conception modulaire (figure 34.3), ce qui en facilite la maintenance. En cas de problème, le module de fonction est facile à remplacer : la maintenance de ces vannes est donc facilitée comparativement aux anciens modèles.

Remarque

Les principes de fonctionnement et de réglages décrits dans ce manuel restent bien sûr valables avec le nouveau matériel.

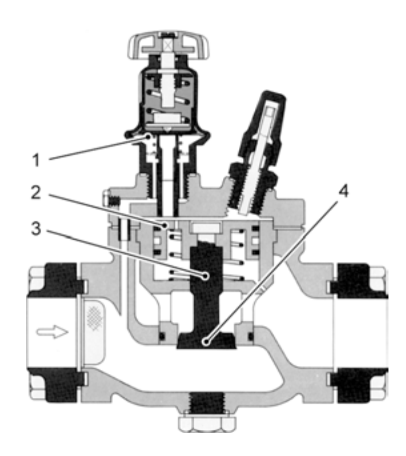


Figure 34.1 – Vue d'un modèle ancien (doc. Danfoss).

1 : vanne pilote à pression constante ; **2** : servopiston ; **3** : liaison entre le servopiston et le clapet de la vanne ; **4** : clapet.

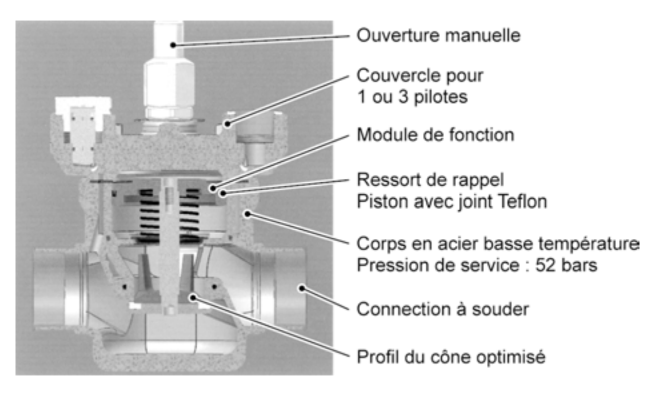


Figure 34.2 – Vue du nouveau modèle (doc. Danfoss).

Couvercle

Module de fonction

Corps

Figure 34.3 – Vue éclatée de la vanne de la figure 34.2.

35 • PANNES ET DÉPANNAGES ÉLECTRIQUES

35.1 Exemples concrets de pannes

35.1.1 Moteur détérioré à la suite d'une erreur de couplage

Les moteurs asynchrones triphasés sont généralement bitension (230 V et 400 V par exemple). Ils comportent trois enroulements identiques, assimilables à trois récepteurs indépendants. Un enroulement ne peut supporter qu'une seule tension (la plus faible).

Dans l'hypothèse d'un moteur asynchrone triphasé 230 V-400 V, chaque enroulement ne peut supporter que du 230 V.

Dans le cas d'un secteur en triphasé 230 V, il est nécessaire d'appliquer directement cette tension à chaque enroulement : le moteur est alors couplé *en triangle* (figure 35.1).

Dans le cas d'un secteur en triphasé en 400 V, le *couplage étoile* permet d'appliquer une tension simple V aux bornes de chaque enroulement (figure 35.2) :

$$V = \frac{U}{\sqrt{3}} = \frac{400}{1{,}732} = 230 \text{ V}$$

Prenons l'hypothèse d'un moteur bitension 230 V-400 V de puissance nominale 30 kW.

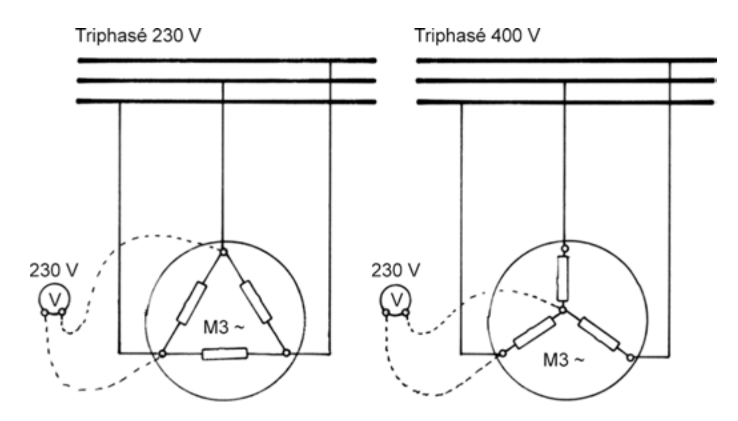


Figure 35.1 – Schéma de principe d'un couplage en triangle.

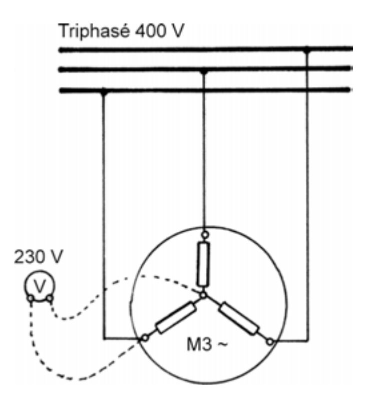


Figure 35.2 – Schéma de principe du couplage étoile.

Dans le cas du couplage triangle, les enroulements reçoivent directement la tension du secteur (400 V) : ils sont survoltés (figure 35.3). Des calculs simples (qui sortent cependant du cadre de ce chapitre) feraient apparaître une puissance disponible triplée, soit 90 kW. Le moteur, dans cette hypothèse, serait mis en grand danger.

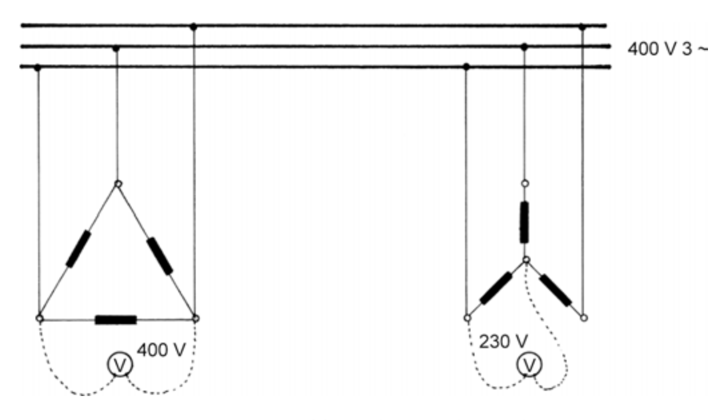


Figure 35.3 – Problème d'erreur de couplage.

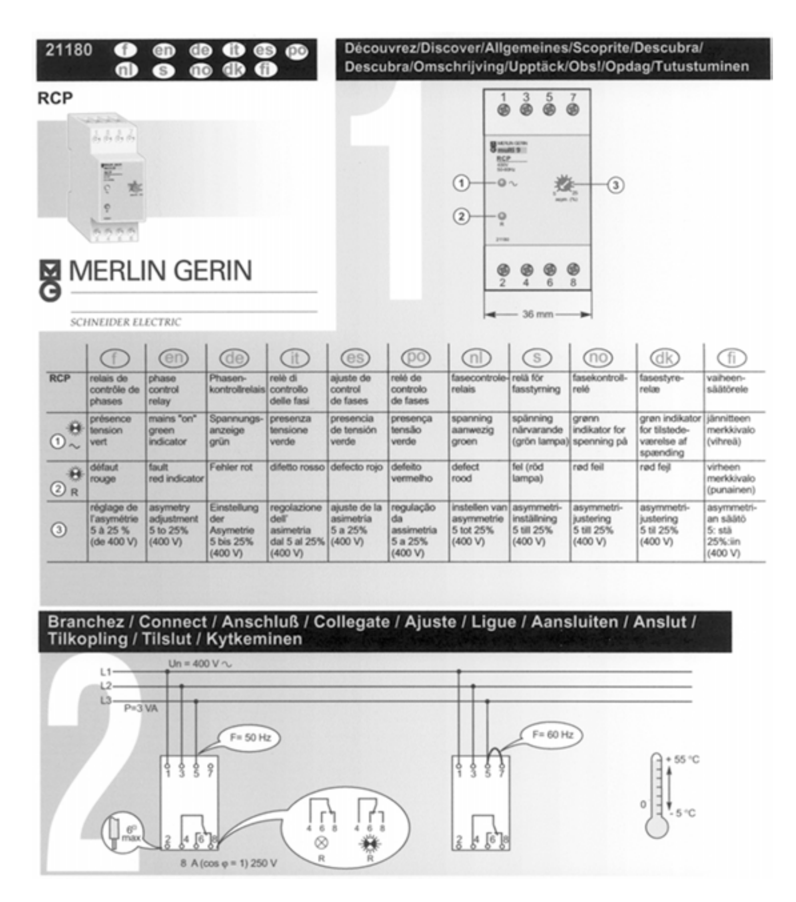
Pour résumer, c'est la tension du réseau qui détermine le type de couplage à effectuer en fonction des caractéristiques du moteur.
Exemple pour un moteur 230 V-400 V :

– Si le réseau est en triphasé 400 V, il faut adopter le couplage étoile.
– Si le réseau est en triphasé 230 V, il faut adopter le couplage triangle.

35.1.2 Compresseur à vis détérioré à la suite d'une inversion du sens de rotation

Les compresseurs à vis, du fait de leur conception, ne tolèrent qu'un seul sens de rotation.
Ces compresseurs sont pratiquement tous entraînés par des moteurs asynchrones triphasés. L'ordre des phases détermine le sens de rotation de ces moteurs. L'inversion de deux phases provoque l'inversion du sens de rotation. Or, l'inversion du sens de rotation crée de telles contraintes latérales et axiales anormales sur les vis que les dégâts mécaniques sont immédiats et que le compresseur est hors-service.
Afin d'éviter ce type d'accident, il existe des phasemètres, qui permettent le contrôle de l'ordre des phases.

Des modules électroniques permettent également le verrouillage des moteurs en cas d'inversion de deux phases. Il s'agit alors de relais de contrôle de phase (RCP) (figure 35.4).



	f	en	de	it	es	po	nl	s	no	dk	fi
RCP	relais de contrôle de phases	phase control relay	Phasen-kontrollrelais	relè di controllo delle fasi	ajuste de control de fases	relé de controlo de fases	fasecontrole-relais	relä för fasstyrning	fasekontroll-relé	fasestyre-relæ	vaiheen-säätörele
① ∿	présence tension vert	mains "on" green indicator	Spannungs-anzeige grün	presenza tensione verde	presencia de tensión verde	presença tensão verde	spanning aanwezig groen	spänning närvarande (grön lampa)	grønn indikator for spenning på	grøn indikator for tilstede-værelse af spænding	jännitteen merkkivalo (vihreä)
② R	défaut rouge	fault red indicator	Fehler rot	difetto rosso	defecto rojo	defeito vermelho	defect rood	fel (röd lampa)	rød feil	rød fejl	virheen merkkivalo (punainen)
③	réglage de l'asymétrie 5 à 25 % (de 400 V)	asymetry adjustment 5 to 25% (400 V)	Einstellung der Asymetrie 5 bis 25% (400 V)	regolazione dell' asimetria dal 5 al 25% (400 V)	ajuste de la asimetría 5 a 25% (400 V)	regulação da assimetria 5 a 25% (400 V)	instellen van asymmetrie 5 tot 25% (400 V)	asymmetri-inställning 5 till 25% (400 V)	asymmetri-justering 5 till 25% (400 V)	asymmetri-justering 5 til 25% (400 V)	asymmetri-an säätö 5: stä 25%:iin (400 V)

Figure 35.4 – Exemple de relais contrôleur de phase (doc. Merlin Gérin Schneider Electric).

Le module présenté figure 35.4 comporte un contact auxiliaire dont l'état est 1 ou 0. L'état 1 correspond à l'ordre normal des phases. Ce contact auxiliaire est incorporé dans la ligne de commande du compresseur à sens de rotation contrôlé.
Ce relais réagit aussi à une asymétrie des tensions ; le déclenchement lié à cette dissymétrie est réglable de 5 à 25 %.
Ce relais interdit donc la marche sur deux phases.

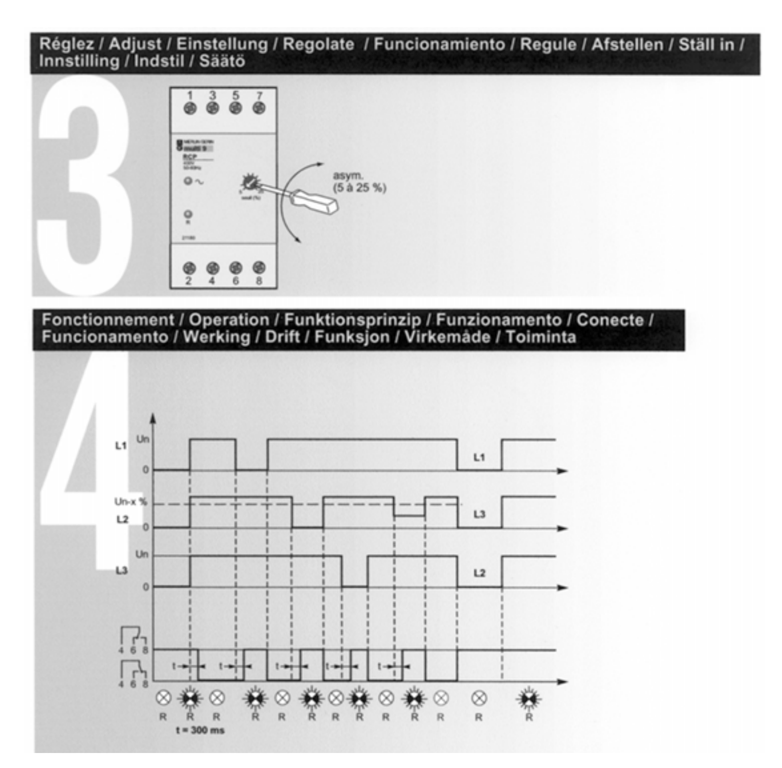


Figure 35.4 – Exemple de relais contrôleur de phase (doc. Merlin Gérin Schneider Electric). *(Suite)*

35.1.3 Coupure générale d'un grand magasin à la suite d'un problème sur une vitrine réfrigérée

Prenons l'exemple d'une vitrine à dégivrage électrique. L'obstruction de l'orifice d'évacuation des condensats a entraîné la mise à la masse des résistances ainsi que leur mise en court-circuit.
Un tel problème (assez fréquent !) doit provoquer la mise hors tension automatique du matériel en défaut à partir d'un disjoncteur différentiel réagissant à de faibles courants de fuite.
Dans le cas présent, l'expertise consécutive à la coupure générale a fait apparaître une mauvaise sélectivité des protections électriques conduisant au déclenchement du disjoncteur en tête de ligne.
Dans l'exemple succinctement décrit à la figure 35.5, c'est le disjoncteur C qui aurait dû déclencher et non le disjoncteur A !

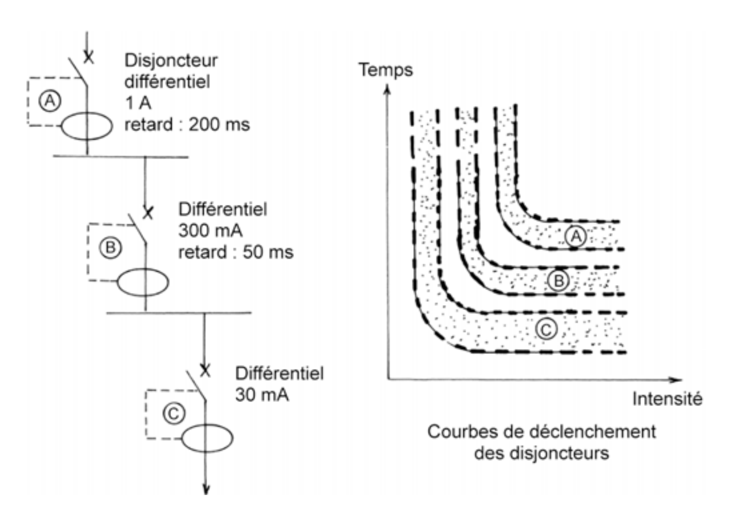


Figure 35.5 – Exemple de sélectivité rationnelle des protections.

35.1.4 Détérioration d'un moteur asynchrone triphasé à enroulements séparés

Les moteurs à démarrage par enroulements séparés comportent deux stators indépendants.

Au démarrage, les stators sont enclenchés séparément et de manière décalée dans le temps : il en résulte une réduction de l'appel de courant de démarrage.

Comme il a été rappelé dans le premier exemple (§ 35.1), le sens de rotation d'un moteur asynchrone triphasé dépend de l'ordre des phases.

Sur l'exemple de la figure 35.6, les deux stators sont repérés de façon bien distincte : l'enclenchement de K1 provoque le démarrage du moteur, K2 est ensuite enclenché, le couple moteur est alors normal.

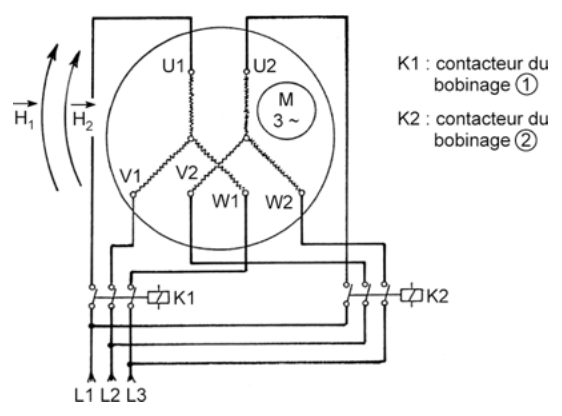


Figure 35.6 – Exemple de branchement correct d'un moteur à démarrage par enroulements séparés.

Notons le sens de rotation identique des vecteurs champs magnétiques tournants $\vec{H}_1$ et $\vec{H}_2$.

Supposons à présent une inversion des phases 1 et 3 sur le stator 2 (figure 35.7).

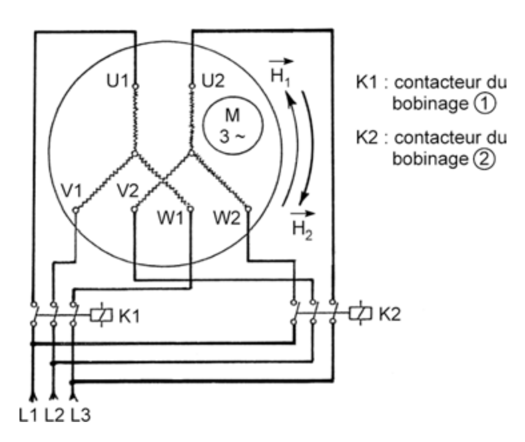


Figure 35.7 – Branchement erroné du moteur.

Dans l'exemple de la figure 35.7, lors de l'enclenchement de K2, le sens de rotation du champ magnétique tournant est opposé au sens de rotation du champ magnétique tournant du stator 1 : il en découle deux couples moteurs opposés. Cette erreur conduit généralement à la destruction du moteur.

35.1.5 Problème de déclenchement aléatoire de thermique

Nous prendrons pour exemple un bâtiment à plusieurs étages de type industriel en béton armé. De gros compresseurs à pistons fonctionnant à l'ammoniac sont disposés en sous-sol. Des groupes frigorifiques sont installés en étage et l'armoire électrique correspondante est fixée sur un mur.

De temps à autre, des moteurs sont mis à l'arrêt par la coupure des thermiques correspondants.

Des contrôles et des réglages sont effectués mais les problèmes persistent. On fait alors appel à un spécialiste de la société qui fabrique les appareils incriminés.

Ce spécialiste mesure les vibrations de la paroi servant de support à l'armoire électrique, qui s'avèrent nettement excessives. L'armoire a alors été fixée avec des suspensions souples et les problèmes ont cessé.

35.1.6 Détérioration de contacteurs

Dans une usine, un équipement frigorifique est installé en fin de ligne électrique. Peu de temps après la mise en route, il est nécessaire de remplacer quelques contacteurs : des contacts sont charbonnés ou soudés.
Les tensions semblent correctes.
Un enregistreur de tension est monté sur l'installation.
On remarque alors, par intermittence, des chutes de tension brèves mais importantes. Ces chutes de tension correspondent à la mise en marche d'une machine (peu utilisée) raccordée sur la ligne. Elles provoquent des mitraillages des contacteurs.
Une ligne électrique indépendante a été installée et les problèmes ont cessé.
Sur le marché, on dispose de différents disjoncteurs à déclenchement à minimum de tension, ce qui permet d'éviter ces mitraillages (figure 35.8).

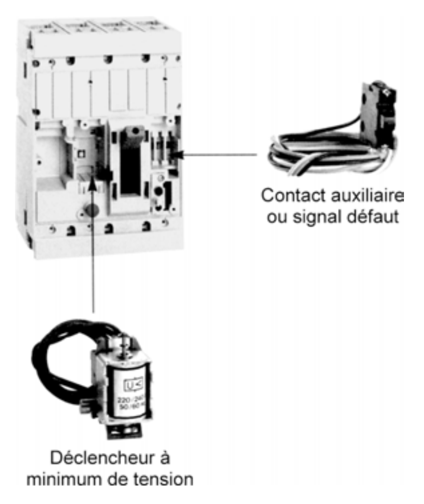


Figure 35.8 – Exemple de disjoncteur associé à un déclencheur à minimum de tension (doc. Legrand).

Le disjoncteur principal peut être associé à différents types de déclencheurs.

35.2 Méthodologie de dépannage

Le personnel doit avoir une habilitation électrique pour ce type d'intervention. Il doit prendre toutes les précautions individuelles nécessaires à une intervention sous tension :

– gants isolants ;
– lunettes de protection ;
– tapis de sol isolant, etc.

Un dépannage électrique classique s'effectue généralement sous tension à l'aide d'un voltmètre.

35.2.1 Recherche de panne

Sur la figure 35.9, le voltmètre est d'abord branché entre N et L1 et il indique une tension.
On maintient le cordon sur le neutre et on déplace progressivement l'autre cordon en **b**, puis en **c**, puis en **d** : la tension subsiste. La mesure en **e** donne une tension nulle : c'est donc le pressostat BP repéré B2 qui interrompt le circuit.

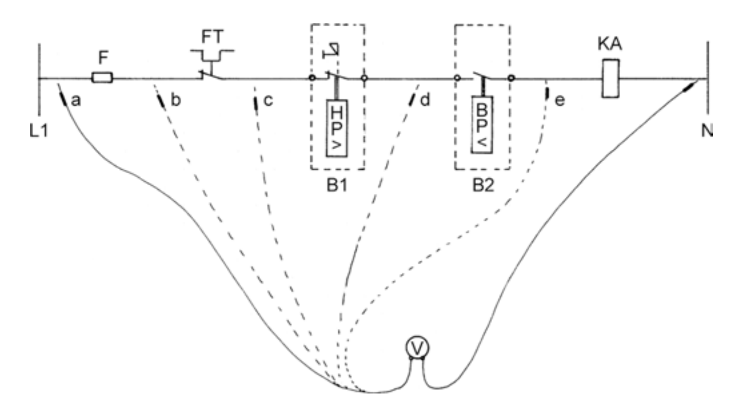


Figure 35.9 – Recherche d'une panne.

Cette recherche de panne est très efficace si on opère méthodiquement.

35.2.2 Méthodologie de dépannage d'un circuit de commande complet

Dans l'hypothèse d'un dysfonctionnement de l'installation de la figure 35.10 (page suivante), il convient de procéder selon les étapes suivantes pour rechercher la panne :

– contrôler les tensions en amont du combiné général Q1 ;
– enclencher le combiné général ;
– contrôler les tensions en aval du combiné général Q1 ;
– contrôler la tension en aval des fusibles de commande ;
– contrôler la tension en aval du transformateur.

Si, à ce stade, les tensions sont correctes, il faut contrôler chaque circuit de commande méthodiquement, comme indiqué sur la figure 35.9.

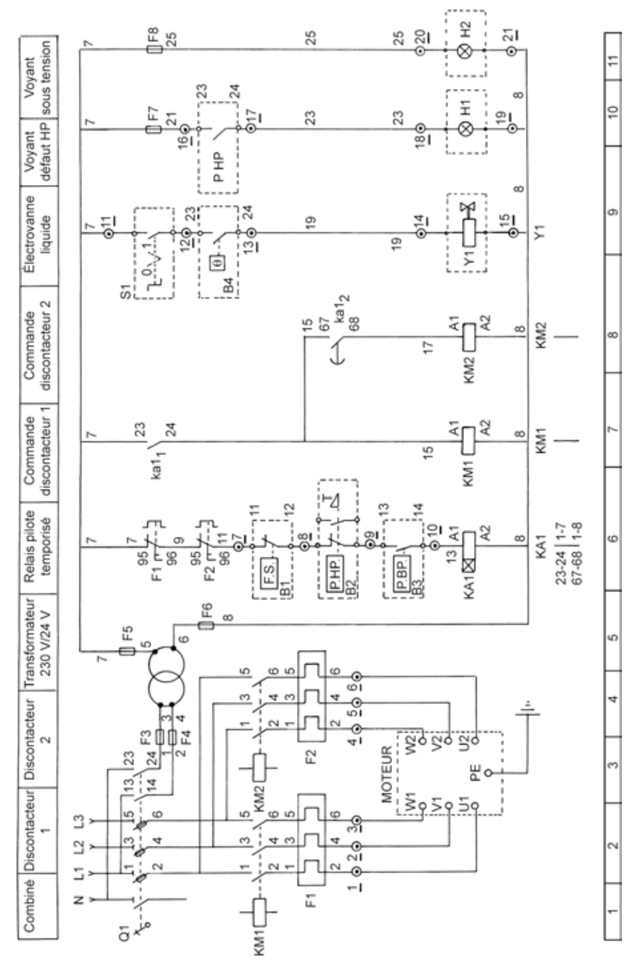


Figure 35.10 – Schéma électrique d'une installation à régulation par tirage au vide.

ANNEXE • RÉGLEMENTATIONS ET NORMES

Hiérarchisation des textes réglementaires

Les textes réglementaires peuvent être classés dans l'ordre suivant :

– Les **lois** sont établies par le pouvoir législatif. Elles ne fixent que les grandes lignes d'un règlement.
– Les **décrets** sont promulgués en application des lois votées au Parlement.
– Les **arrêtés** apportent les précisions nécessaires à l'application des décrets. Il existe une hiérarchie propre aux arrêtés :
  • les arrêtés **ministériels** ou **interministériels** ont une portée nationale ;
  • les arrêtés **préfectoraux** ne sont applicables que dans le département concerné ;
  • les arrêtés **municipaux** ne sont applicables que dans la commune concernée.
– Les **circulaires** ne sont pas des textes réglementaires proprement dits. Cependant, il est toujours recommandé, dans les domaines techniques, d'appliquer les circulaires connues. Très souvent, elles complètent les arrêtés en donnant des règles de calcul, ou présentent des solutions réputées conformes aux exigences réglementaires.
– Les **normes** sont des documents de référence résultant d'une étude effectuée par les représentants d'une corporation. Elles sont à la fois :
  • le témoignage de l'état des connaissances scientifiques et techniques dans un domaine ;
  • l'affirmation d'un consensus entre différentes parties sur le sujet ;
  • le dictionnaire d'un langage commun permettant aux experts, aux praticiens, aux législateurs, de dialoguer sans ambiguïté donc plus efficacement.

Précisions sur la réglementation et la normalisation

La réglementation résulte des décrets et des arrêtés : elle est d'application obligatoire. La normalisation émane d'un organisme de normalisation (AFNOR) pour la France : elle n'est pas d'application impérative sauf si elle est rendue obligatoire par la réglementation ou dans le cadre d'un contrat.

■ Directives européennes des équipements sous pression (DESP 97/23 CE)

Les DESP sont d'application obligatoire depuis le 29 mai 2002.

□ Champ d'application des DESP

Les DESP s'appliquent aux différentes phases de la vie d'un produit :

- à la conception ;
- à la fabrication ;
- à la mise en service ;
- à l'exploitation.

■ Équipements soumis aux DESP

- Chaudières.
- Récipients.
- Tuyauteries.
- Composants des canalisations.
- Accessoires.
- Éléments de sécurité.
- Ensembles.

De manière générale, les DESP concernent tous les composants pouvant être soumis à une pression supérieure à 0,5 bar (**P_S > 0,5 bar**).

□ Les fluides à prendre en compte

Ce sont les liquides, les vapeurs et les gaz.
Les fluides sont classés en deux groupes, d'après leur niveau de danger.

Tableau A.1 – Énumération et symboles.

Groupe 1 (par exemple l'ammoniac)
Fluide explosif (E)
Fluide extrêmement inflammable (F^+)
Fluide facilement inflammable (F)
Fluide ininflammable (R 10)
Fluide très toxique (T^+)
Fluide toxique (T)
Fluide comburant (O)
Groupe 2 (par exemple les HFC)
Fluide nocif (Xn)
Fluide corrosif (C)
Fluide irritant (Xi)
Fluide sensibilisant (R 42 et/ou R 43)
Fluide cancérigène (Canc. Cat.)
Fluide mutagène (Mut. Cat.)

☐ Caractéristiques de service de l'équipement

– P_S : pression de service maximale de l'équipement (en bar).
– V : volume du récipient (en l).
– D_N : diamètre nominal pour les canalisations (en mm).
– $P_S\,V$: ce produit est exprimé en bar.l.
– $P_S\,D_N$: ce produit est exprimé en bar.mm

□ Catégories de risque

Il existe quatre catégories de risque, caractérisées par le produit $P_S V$, et une catégorie dite « règle de l'art ». Les catégories 1 à 4 correspondent à des risques croissants.

Tableau A.2 – Détermination de la catégorie de risque pour les récipients dont le volume est supérieur à 1 l.

Catégorie	1	2	3	4
Gaz (groupe 1)	$25 \leq P_S V < 50$	$50 \leq P_S V < 200$	$200 \leq P_S V < 1\,000$	$1\,000 \leq P_S V$
Liquide (groupe 1)	$0{,}5 \leq P_S < 10$ $200 \leq P_S V$	$10 \leq P_S < 200$ $200 \leq P_S V$		

Tableau A.3 – Détermination de la catégorie de risque pour les tuyauteries.

Catégorie	1	2	3
Gaz (groupe 1) $P_S < 35$	$D_N \geq 25$ $P_S D_N < 1\,000$	$1\,000 \leq P_S D_N < 3\,500$	$1\,000 \leq P_S D_N$
Liquide (groupe 1)	$P_S < 10$ $2\,000 \leq P_S D_N$	$10 \leq P_S < 80$ $2\,000 \leq P_S D_N$	

La procédure d'évaluation de la conformité dépend de la catégorie.

□ Documentation technique

Dans tous les cas, le fabricant doit établir une documentation technique de l'équipement fabriqué. Cette documentation doit permettre l'évaluation de la conformité avec les exigences essentielles de la directive qui lui sont applicables. Elle doit couvrir la conception, la fabrication, la mise en service et l'exploitation de l'équipement sous pression.

☐ Marquage CE

Le marquage **CE** garantit la conformité du produit à l'ensemble des obligations le concernant en vertu des directives applicables. Il doit être apposé par le fabricant lors de la phase de contrôle de la production. Il doit être suivi du numéro d'identification de l'organisme notifié intervenant en phase de contrôle de la production. Il doit être lisible, indélébile, ne pas prêter à confusion et être de taille supérieure à 5 mm.

☐ Déclaration de mise en service

Équipements concernés :

- Récipients sous pression de gaz pour $P_S\, V$ > 1 000 bars.l.
- Tuyauteries de catégorie de risque 3.

Pour ces équipements, la DESP impose une « Déclaration de mise en service », qui doit être faite au plus tard un mois après la mise en service industrielle. Cette déclaration est un acte officiel établi par l'exploitant, qui déclare que ses équipements sont conformes à toutes les directives CE applicables à ses équipements.

☐ Requalification périodique

Les modalités des contrôles périodiques sont fixées par la réglementation nationale du lieu d'installation de l'équipement visé.
Pour la France, l'arrêté du 15 mars 2000 fixe une périodicité de requalification périodique de 5 ans pour les équipements contenant des fluides du groupe 1 (cas de l'ammoniac) et de 10 ans pour les fluides du groupe 2 (HFC).

■ Spécificités de l'ammoniac et nomenclature des installations

Le tableau A.4, extrait de la nomenclature des installations classées, reprend les dispositions de la rubrique **1136 B** et les références des arrêtés qui s'y rapportent.

> **Remarque**
>
> Lorsque la charge est inférieure à 150 kg, l'autorisation d'exploitation n'est soumise qu'au seul critère de la puissance électrique absorbée sur l'arbre des compresseurs (> 300 kW).

La description des réglementations et normes proposée ici est élaguée.

Tableau A.4

La quantité totale susceptible d'être dans l'installation étant :	Désignation des activités			
a) Supérieure ou égale à 200 t	S	Rayon 6 km	Arrêté du 16 juillet 1997	Parution au *JO* 3 octobre 1997
b) Supérieure à 1,5 t, mais inférieure ou égale à 200 t	A	Rayon 3 km		
c) Supérieure ou égale à 150 kg, mais inférieure ou égale à 1,5 t	D		Arrêté du 23 février 1998 et ses annexes	Parution au *JO* 25 mars 1998 25 avril 1998

Légende : S : Seveso. A : autorisation. D : déclaration.

Il est possible d'obtenir des renseignements sur les différentes réglementations et normes auprès d'organismes professionnels ou officiels tels que :

– l'**AFF** : Association française du froid – 17 rue Guillaume Apollinaire 75006 Paris ;
– le **SNEFCA** : chambre syndicale nationale des entreprises du froid, d'équipements de cuisines professionnelles et du conditionnement d'air – 6 rue de Montenotte 75017 Paris ;
– l'**AFNOR** : 11 avenue Francis de Préssensé 93571 Saint-Denis-la-Plaine. L'AFNOR établit les normes et les divulgue ;
– les ***Journaux officiels*** (*JO*) : 26 rue Desaix 75015 Paris. Ils mettent les textes réglementaires à la disposition des intéressés.

Des ouvrages techniques consacrent également des chapitres très complets à la réglementation et aux normes. Citons par exemple *Le guide des bonnes pratiques pour les installations frigorifiques fonctionnant à l'ammoniac*, édité par l'AFF.

INDEX

A

alimentation
  noyée des évaporateurs 107, 111
  sèche des évaporateurs 105
ammoniac (R 717) 15, 16, 174, 193
aquaculture 293

B

bac à eau glacée 304
beurrerie 303
bitube (installation à fluide frigoporteur) 156

C

chaîne du froid 291
Clapeyron (diagramme de) 42
compresseurs à vis 41, 65, 351
  bivis 47
  monovis 45
compression
  biétagée 23, 73, 78, 79, 84
  monoétagée 19
conchyliculture 293
condenseurs évaporatifs 225, 276
contrôleur de niveau 91, 193
  électromagnétique 94
  électronique 95
  optoélectronique 96

D

dégivrage 117, 177, 286
dioxyde de carbone (CO2) 163
disques de rupture 181

E

échangeur de chaleur 218
économiseur 54, 67, 226
effet frigorifique (COP) 5, 12
entrepôt frigorifique 196, 223, 281
étuve 312
évaporateur 125

F

fabrique de glace écaille 257
flotteur
  basse pression 99, 246
  haute pression 100, 123
fluides
  frigoporteurs 145
    diphasiques 149, 150, 159
    monophasiques 148
  frigorigènes
    azéotropiques 7
    purs 6
    zéotropiques 7

G

glissement de température 8

I

installation en cascade 85
isolation thermique 205

L

lubrification des compresseurs 35, 61

M

mareyeur 297
marquage CE 365
MIN (marché d'intérêt national) 297

P

pasteurisation 302
patinoire 265
Péclet (formule de) 205
piste de patinage 271
pompes
  à fluide frigorigène 69, 192, 226, 337
  à huile 38
pression intermédiaire 25
pressostats différentiels d'huile 39, 187, 189, 341

R

rectifieur d'huile 109
réduction de puissance des compresseurs 31, 48
refroidissement
  direct 145
  indirect 145
régulateurs frigorifiques à servocommande 137
rendement volumétrique 44

S

séchoir 313
sélectivité 354
séparateur basse pression 251
soupapes
  d'équilibrage hydrauliques 199
  de sécurité 184
suralimentation 67
  des compresseurs à vis 53

T

tank à lait 299
température
  critique 8
  négative 195
Tickelmann (boucle de) 228

V

vannes
  amont 135
  aval 135
  de démarrage 219
volume index 59